



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK PRO RECYKLOVANÉ KAMENIVO

BELT CONVEYOR FOR RECYCLE AGGREGATE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MAREK RAJDL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing.PŘEMYSL POKORNÝ,Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Rajdl

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pásový dopravník pro recyklované kamenivo

v anglickém jazyce:

Belt conveyor for recycle aggregate

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry a materiál.

Technické parametry:

- dopravní výkon 85 000kg.h-1
- osová vzdálenost 49m
- výškový rozdíl 12m
- dopravovaný materiál - zrnitost - 0 až 10 mm

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

- funkční výpočet a určení hlavních rozměrů, návrh pohonu
- pevnostní výpočet hřídele hnaného bubnu

Nakreslete:

- sestavný výkres dopravníku
- sestavu svarku rámu napínací stanice

Seznam odborné literatury:

1. Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P. : Mechanika těles- pružnost a pevnost II VUT Brno, 1988.
2. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
3. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
4. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
5. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
6. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníku.
7. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 17.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá pásovým dopravníkem pro dopravu recyklovatelného kameniva v šikmém směru. Cílem je nalézt konstrukční řešení pásového dopravníku pro zadaný dopravní výkon $85\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, zadanou osovou vzdálenost přesypů 49 metrů a výškový rozdíl 12 metrů.

Práce obsahuje stručný popis pásového dopravníku, popis základních konstrukčních prvků a jejich volbu. Dále je provedena funkční výpočtová část výkonu a takových sil dle platné normy ČSN ISO 5048, stanovení základních rozměrů, návrh pohonu, návrh napínacího zařízení a pevnostní výpočet vybraných částí pásového dopravníku. Práce je doplněna požadovanou výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pásový dopravník, dopravní pás, recyklovatelné kamenivo, nosné válečky, válečková stolice, pohon dopravníku, hnaný buben, napínací zařízení.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the belt conveyor for the transport of recycled aggregate in an oblique direction. The aim is to find constructional solutions to the belt conveyor for the assigned transport capacity of $95\,000\text{ kg}$ per hour, and the assigned axial distance of 49 m and different height of 12 m.

The thesis contains a brief description of the belt conveyor and a description of basic constructional components. It also contains a functional calculation of the capacity and forces according to the norm ČSN ISO 5048, a determination of main proportions of the belt conveyor, a conception and a design of the drive and of the tension system of the conveyor and a tensile strength calculation of some selected parts of the conveyor. The thesis is accompanied by the necessary technical drawings.

KEYWORDS

Belt conveyer, conveyor belt, recycle aggregate, bearing rollers, idler, drive of conveyer, driven drum, tensioning device.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RAJDL, M. *Pásový dopravník pro recyklované kamenivo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 69 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Marek Rajdl



PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za odborné rady, které jsem použil při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za plnou podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod.....	16
1 Zadané hodnoty a cíle práce.....	17
1.1 Zadané parametry pásového dopravníku.....	17
1.2 Cíle práce.....	17
2 Rozdělení pásových dopravníků	18
2.1 Podle tažného elementu	18
2.2 Podle tvaru dopravníku.....	18
2.3 Podle provedení nosné konstrukce	18
3 Hlavní části pásového dopravníku	19
4 Základní konstrukční prvky a jejich volba	20
4.1 Dopravní pás.....	20
4.2 Válčky a Válečkové stolice.....	21
4.2.1 Volba nosných válečkových stolic a válečků.....	21
4.2.2 Volba vratných válečkových stolic a válečků	24
4.3 Poháněcí stanice	26
4.4 Napínací zařízení	27
4.4.1 Volba napínacího zařízení	27
4.4.2 Volba ložiskové jednotky	29
4.4.3 Volba hnaného bubnu.....	29
4.5 Čistič pásu.....	30
4.6 Nosná konstrukce	30
4.6.1 Konstrukce rámu	30
4.6.2 Konstrukce stojin.....	31
5 Funkční výpočet.....	32
5.1 Sklon dopravníku.....	32
5.2 Volba rychlosti dopravního pásu	32
5.3 Teoretický průřez náplně pásu.....	32
5.4 Určení šířky pásu	33
5.5 Celková plocha průřezu náplně pásu	33
5.5.1 Plocha průřezu horní části náplně	34
5.5.2 Plocha průřezu dolní části náplně.....	34
5.6 Skutečná korigovaná plocha náplně pásu	35
5.6.1 Součinitel sklonu	35
5.7 Kontrola pásu na potřebný ložný prostor	36
5.8 Dopravní výkon	36
5.8.1 Objemový dopravní výkon.....	36



5.8.2	Hmotnostní dopravní výkon.....	36
5.9	Kontrola dopravovaného množství materiálu.....	37
5.10	Hlavní odpory	37
5.10.1	Hmotnost dopravovaného materiálu na jeden metr délky.....	38
5.10.2	Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky v horní větvi	38
5.10.3	Hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky v dolní větvi	39
5.11	Vedlejší odpory	40
5.11.1	Odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování.....	40
5.11.2	Odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování.....	41
5.11.3	Odpor ohybu pásu na bubnu.....	42
5.11.4	Odpor v ložiskách bubnu (pro vratný buben).....	43
5.12	Přídavné hlavní odpory	43
5.12.1	Odpor vychýlených bočních válečků	43
5.13	Přídavné vedlejší odpory.....	44
5.13.1	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	44
5.13.2	Odpor čističů pásu	45
5.14	Odpor k překonání dopravní výšky.....	45
5.15	Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	46
5.16	Zvětšení obvodové síly	46
5.17	Potřebný provozní výkon pohonu na poháněcím bubnu.....	46
5.18	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru	47
5.19	Síly v pásu.....	47
5.19.1	Přenos obvodové síly na poháněcím bubnu	47
5.19.2	Omezení podle průvěsu pásu.....	48
5.19.3	Největší tahová síla v pásu	49
5.19.4	Pevnostní kontrola pásu	49
5.19.5	Síla v horní větvi	50
5.19.6	Síla v dolní větvi	50
5.19.7	Celková síla namáhající buben.....	50
6	Pevnostní výpočet	51
6.1	Pevnostní výpočet osy hnaného bubnu.....	51
6.1.1	Objem hnaného bubnu	51
6.1.2	Hmotnost hnaného bubnu.....	52
6.1.3	Tíhová síla bubnu	52
6.1.4	Výsledná síla působící na osu hnaného bubnu	53
6.1.5	Průběh výsledných vnitřních účinků	54
6.1.6	Volba materiálu hřídele	55



6.1.7	Výpočet silových reakcí na osu hnaného bubnu	55
6.1.8	Výpočet nejmenšího průměru hřídele	56
6.2	Výpočet tlačné pružiny napínacího zařízení.....	57
6.2.1	Potřebná zátěžná síla pružiny	57
6.2.2	Volba pružiny	57
6.2.3	Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly	58
6.2.4	Stlačení pružiny ve stavu plně zatíženém	58
6.2.5	Mezní délka pružiny při dosedu závitů	58
6.3	Kontrola matice napínacího šroubu na otlačení	58
6.3.1	Zvolení napínacího šroubu a matice.....	58
6.3.2	Tlak v závitech	59
6.3.3	Kontrola matice a šroubu	59
6.4	Kontrola životnosti ložisek hnaného bubnu	59
6.4.1	Radiální síla zatěžující ložisko	59
6.4.2	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení.....	60
6.4.3	Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách.....	61
Závěr.....		62
Použité informační zdroje		63
Seznam použitých zkratk a symbolů		64
Seznam příloh.....		69



ÚVOD

„Pásové dopravníky jsou zařízení určená ke kontinuální dopravě sypkých látek i kusového zboží a to převážně ve vodorovném, příp. mírně šikmém směru. Dopravní pás přitom tvoří jak tažný, tak také nosný orgán pro přepravovaný materiál.

Pásové dopravníky patří k nejrozšířenějším prostředkům dopravy sypkých látek díky svým četným přednostem: vysoká dopravní rychlost a tomu odpovídající vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba, malá spotřeba energie, možnost nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě.“ [1] str. 133.



1 ZADANÉ HODNOTY A CÍLE PRÁCE

1.1 ZADANÉ PARAMETRY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

- dopravní výkon $Q = 85\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m}$
- výškový rozdíl $H = 12 \text{ m}$
- zrnitost dopravovaného materiálu je 0 až 10 mm

1.2 CÍLE PRÁCE

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout pásový dopravník pro dopravu recyklovatelného kameniva v šikmém směru.

Dále:

- provést funkční výpočet a určit hlavní rozměry dopravníku
- navrhnout pohon a napínání pásu dopravníku
- zkontrolovat osu hnaného bubnu pevnostním výpočtem
- vytvořit sestavný výkres dopravníku
- vytvořit sestavu svarku rámu napínací stanice



2 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Rozdělení pásovýh dopravníků je provedeno dle literatury [1] str. 133.

2.1 PODLE TAŽNÉHO ELEMENTU

- a) dopravníky s gumovým pásem nebo pásem PVC
- b) dopravníky s ocelovým pásem
- c) dopravníky s ocelogumovým pásem
- d) dopravníky s pásem z drátěného pletiva

2.2 PODLE TVARU DOPRAVNÍKU

- a) dopravníky vodorovné
- b) dopravníky šikmé
- c) dopravníky konvexní (přechod ze šikmého směru na vodorovný)
- d) dopravníky konkávní (přechod z vodorovného směru na šikmý)
- e) dopravníky kombinované (např. s dvojí změnou směru – kombinace konkávního a konvexního)

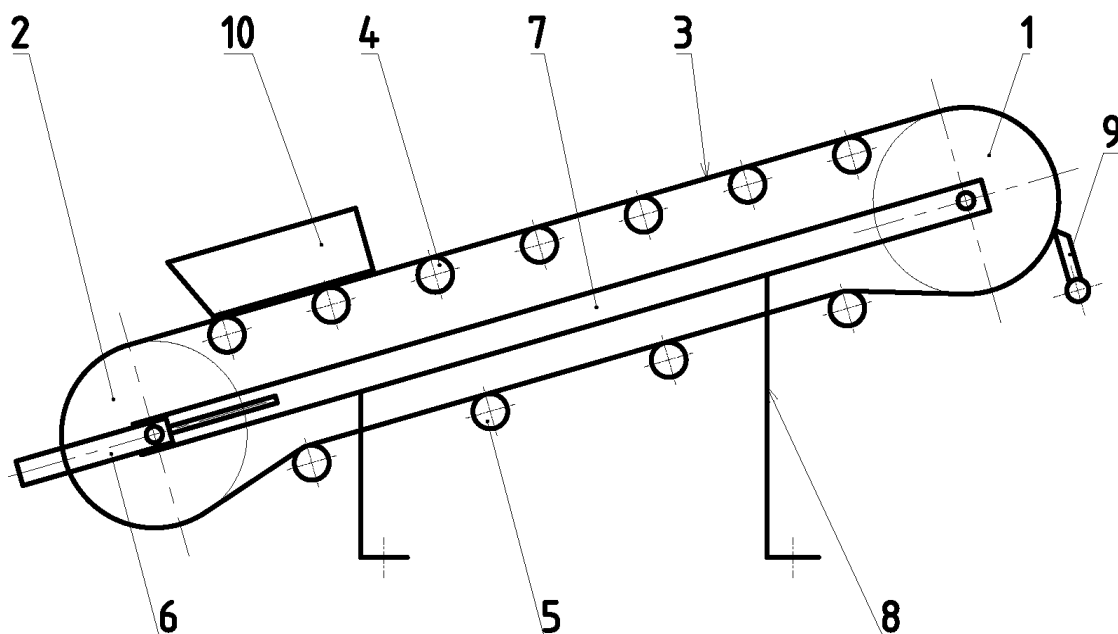
2.3 PODLE PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE

- a) dopravníky stabilní – ocelová konstrukce je pevně spojena se základem
- b) dopravníky pojízdné a přenosné – pro malé dopravní množství a malé dopravní délky
- c) dopravníky přestavitelné – podobné jako stabilní – vysoké dopravní rychlosti, velké dopravní vzdálenosti, užití převážně v povrchových dolech



3 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásový dopravník se skládá z několika hlavních částí a konstrukčních komponentů. Jejich rozmístění je schematicky znázorněno na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Schéma pásového dopravníku

- 1 - hnací buben
- 2 - hnací buben
- 3 - dopravní pás
- 4 - nosné válečky
horní stolice
- 5 - nosné válečky
dolní stolice
- 6 - napínací zařízení
- 7 - rám
- 8 - stojiny
- 9 - stěrač pásu
- 10 - násypka



4 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY A JEJICH VOLBA

4.1 DOPRAVNÍ PÁS

Dopravní pás je jedna z nejdůležitějších částí pásového dopravníku a tvoří uzavřený prvek, který obíhá okolo koncových bubnů a přenáší všechny odpory vznikající při jeho oběhu. Plní funkci nosného elementu po celé délce dopravníku a zároveň funkci tažného prvku.

„Dopravní pásy se skládají z nosné kostry tvořené textilními vložkami z bavlny, polyamidu, příp. z jejich kombinací oboustranně ohraněné gumovými krycími vrstvami a gumovými ochrannými okraji. Textilní vložky jsou vzájemně spojeny tenkými vrstvami z měkké pryže. Horní krycí vrstva má za účel ochránit textilní kostru před abrazivními účinky materiálu, atmosférickými vlivy a případným jiným mechanickým poškozením, dolní krycí vrstva ji chrání před abrazivními účinky nosných válečků a bubnů, boční vrstvy před odíráním vodícími lištami nebo strážními válečky.“ [1] str. 134.

VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Na základě výpočtu dopravovaného množství v kapitole 5.4 je zvolen pryžový pás pro průmyslové použití EP400/3 od firmy Gumex [6] (viz obr. 4.1). Pás je velmi odolný proti opotřebení a je určen pro přepravu vysoce abrazivního sypkého a zrnitého materiálu. Údaje o zvoleném dopravním pásu EP400/3 jsou v tab. 4.1.



Obr. 4.1 Dopravní pás EP400/3 [6]

Tab. 4.1 Údaje o dopravním pásu EP400/3 [6]

Typ pásu [-]	Počet vložek [ks.]	Pevnost v tahu [N·mm ⁻¹]	Šířka [mm]	Krycí vrstvy [mm]	Kateg. [-]	Tloušťka [mm]	Min. průměr hnacího bubnu [mm]	Hmot. [kg·m ⁻²]	Prac. teplota [°C]
EP 400	3	400	400	4+2	AA	9	315	4,84	-60/+60



4.2 VÁLEČKY A VÁLEČKOVÉ STOLICE

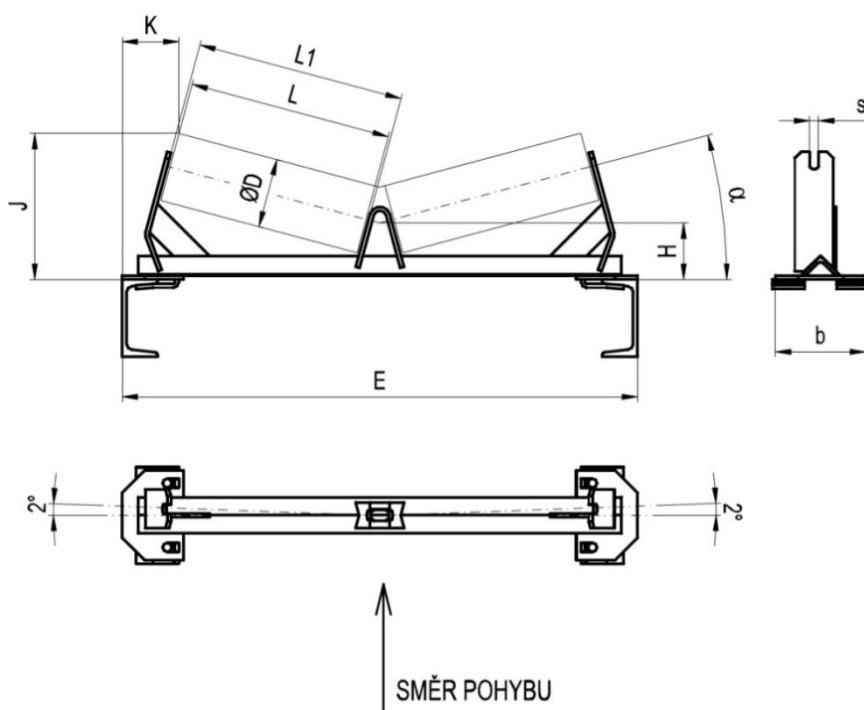
„Válečky podírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním ve válečkové stolici vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky se vkládají do nosných válečkových stolic. Jejich účelem je podírat horní větev pásu s materiálem a spodní prázdnou větev.“ [2] str. 202.

Válečkové stolice se vyrábí v různých typech. Pro dolní větev pásu se používají především válečkové stolice rovné. Pro horní dopravní větev jsou určeny korýtkové válečkové stolice, složené ze dvou, tří či více válečků, které jsou skloněné vzhledem k horizontální rovině o 20° , 30° , 35° , nebo i více.

4.2.1 VOLBA NOSNÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ

Nosné válečkové stolice a válečky jsou zvoleny s ohledem na rozměry dopravního pásu a potřebný ložný průřez. V celé délce nosné větve dopravníku jsou použity dva typy válečkových stolic od firmy Transroll – CZ, a.s [8]. Tato firma dodává stolice svařené z plochých a úhelníkových ocelových dílů. Stolice jsou vhodné pro dopravníkové konstrukce vyrobené z U profilů a upevňují se na konstrukci dopravníku pomocí držáku (bez vrtání do konstrukce).

V oblasti celé nosné větve, mimo nakládací oblast (úsek dopravníku určen pro nakládání materiálu) jsou zvoleny dvouválečkové středící stolice typu 314 STS, do kterých budou upevněny hladké válečky typu 20034 o průměru 76 mm. Středící stolice mají válečky odkloněné od kolmice k ose pásu o 2° , aby se pás udržoval ve středu dopravníku a nevybočoval do stran. Vybočování pásu do stran je způsobeno nepřesnou montáží válečku, nepřesným spojením konců pásu, nerovnoměrným zatížením pásu atd. Údaje o zvolených stolicích typu 314 STS jsou na obr. 4.2 a v tab. 4.2. Údaje o zvolených válečcích typu 20034 jsou na obr. 4.3 a v tab. 4.3

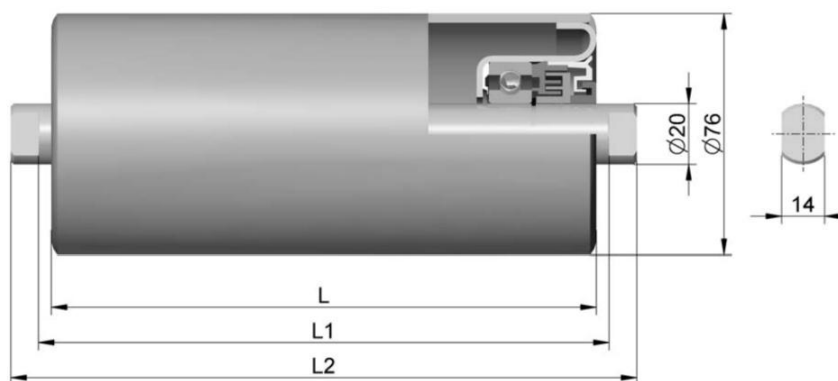


Obr. 4.2 Středící válečková stolice 314 STS [8]



Tab. 4.2 Údaje o středící válečkové stolici 314 STS [8]

Šířka pásu B [mm]	E [mm]	Rozměry [mm]								Úhly [°]		Hmotnost [kg]
		D	L	L1	H	J	K	b	s	β	ε	
400	700	76	250	258	88	223	110	140	14	20	2	5

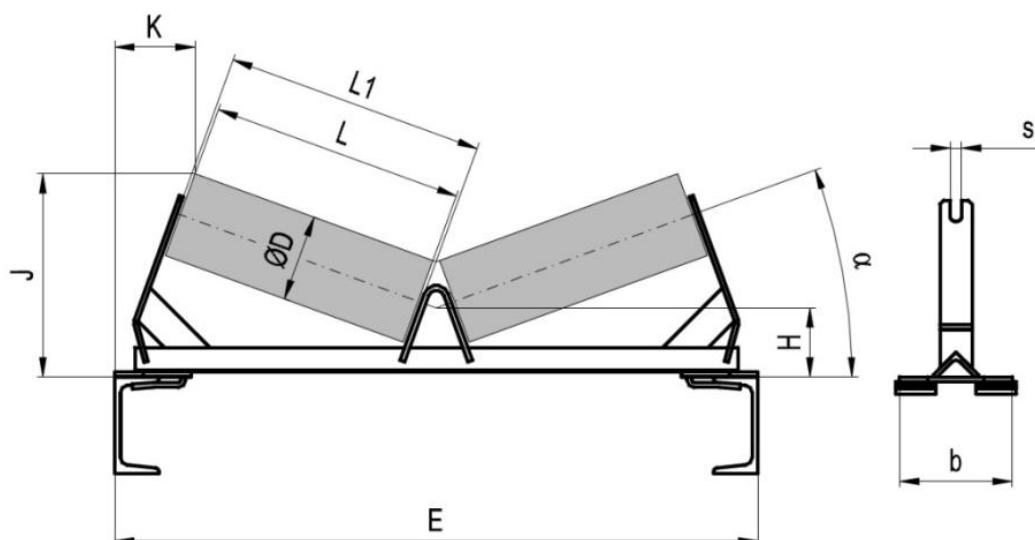


Obr. 4.3 Váleček hladký 20034 [7]

Tab. 4.3 Údaje o válečku 20034 [7]

Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
L	L ₁	L ₂	Rot. dílů	Celková
250	258	276	1,6	2,5

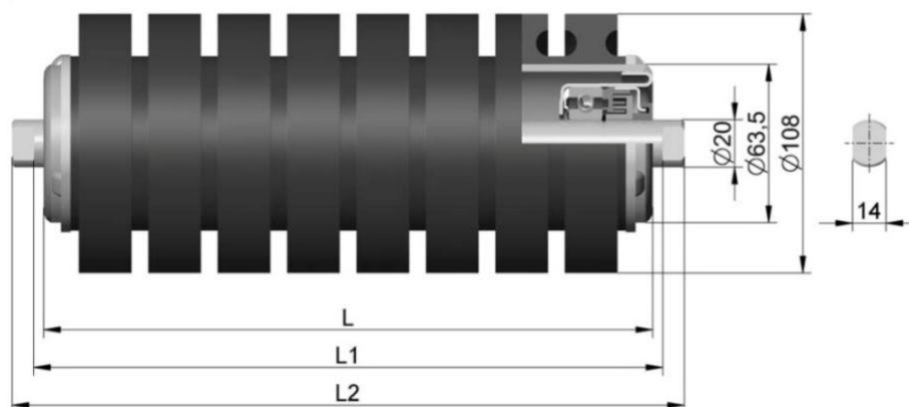
V oblasti nakládání materiálu jsou zvoleny dvouválečkové stolice typu 314 ST, do kterých budou upevněny dopadové válečky typu 20254 o vnějším průměru 108 mm, které mají za úkol chránit pás před dopadajícím materiálem. Dopadové válečky jsou složeny z několika gumových kroužků vhodné šířky a odolnosti. Údaje o zvolených stolicích typu 314 ST jsou na obr. 4.4 a v tab. 4.4. Údaje o zvolených válečcích typu 20254 jsou na obr. 4.5 a v tab. 4.5.



Obr. 4.4 Válečková stolička 314 ST [8]

Tab. 4.4 Údaje o válečkové stoličce 314 ST [8]

Šířka pásu B [mm]	E [mm]	Rozměry[mm]									Hmotnost [kg]
		D	L	L1	H	J	K	b	s	β	
400	700	76	250	258	88	223	110	140	14	20°	5



Obr. 4.5 Dopadový váleček 20254 [7]

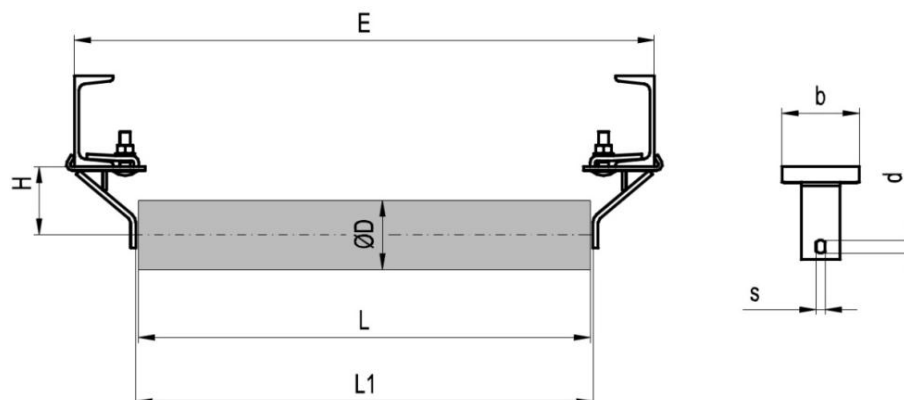
Tab. 4.5 Údaje o dopadovém válečku 20254 [7]

Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]		Počet kotoučů
L	L ₁	L ₂	Rot. dílů	Celková	
250	258	276	2,52	3,7	8



4.2.2 VOLBA VRATNÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC A VÁLEČKŮ

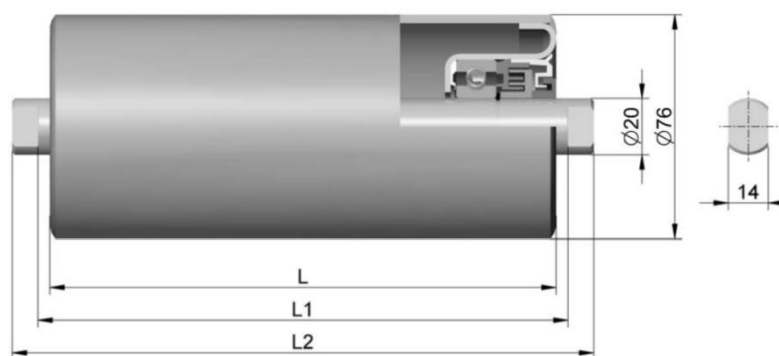
Po celé délce vratné větve dopravníku mimo krajní válečkové stolice jsou použity jednoválečkové stolice typu 313 ST od firmy Transroll – CZ, a.s [8], do kterých budou upraveny hladké válečky typu 20034 o průměru 76 mm. Údaje o zvolených stolicích typu 313 ST jsou na obr. 4.6 a v tab. 4.6. Údaje o zvolených válečcích typu 20034 jsou na obr. 4.7 a v tab. 4.7.



Obr. 4.6 Válečková stolice 313 ST [8]

Tab. 4.6 Údaje o válečkové stolici 313 ST [8]

Šířka pásu B [mm]	E [mm]	Rozměry [mm]							Hmotnost [kg]
		D	L	L1	H	b	d	s	
400	700	76	500	510	84	100	20	14	1,4



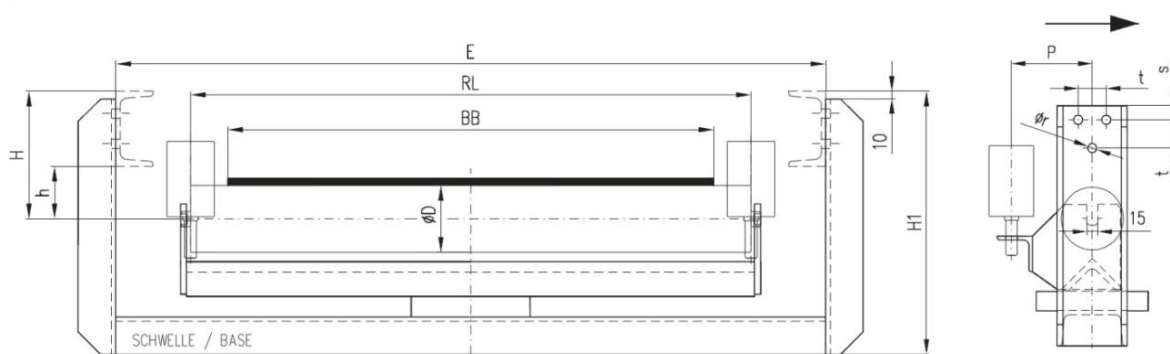
Obr. 4.7 Váleček 20034 [7]

Tab. 4.7 Údaje o válečku 20034 [7]

Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
L	L ₁	L ₂	Rot. dílů	Celková
500	508	546	3,1	4,5



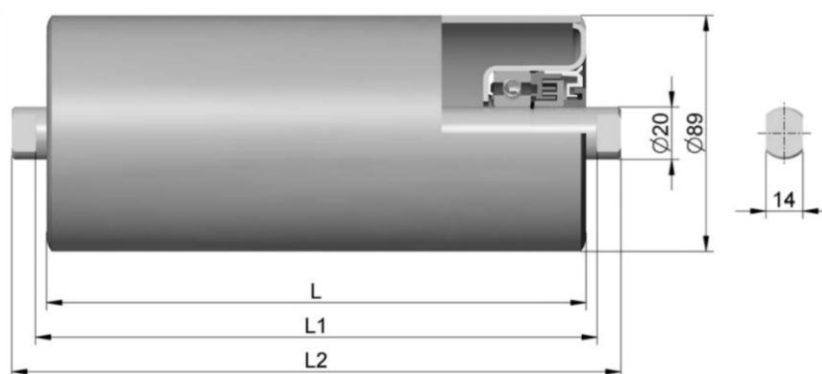
Na krajích vratné větve u hnacího a hnaného bubnu jsou použity jednoválečkové stolice samostavné typu LESU od firmy GTK, spol. s r.o. [10], do kterých budou upevněny hladké válečky od stejnojmenné firmy o průměru 89 mm. Tyto vratné stolice od firmy GTK jsou připevněny šrouby na vnější straně U profilu. Dají se tak připevnit výše, aby se zvětšil úhel opásání pásu na bubnu. Dále je možné nastavit stolicí otáčením kolem svislé osy k dosažení ideálního chodu pásu. Údaje o zvolených stolicích typu LESU jsou na obr. 4.8 a v tab. 4.8. Údaje o zvolených válečcích jsou na obr. 4.9 a v tab. 4.9.



Obr. 4.8 Jednoválečková stolice samostavná LESU [9]

Tab. 4.8 Údaje o jednoválečkové stolicí samostavné LESU [9]

Šířka pásu B [mm]	E [mm]	Rozměry [mm]								
		D	RL	H	h	t	s	R	H1	P
400	700	89	500	170	70	40	20	13	345	115



Obr. 4.9 Váleček hladký od firmy GTK [7]

Tab. 4.9 Údaje o hladkém válečku firmy GTK [10]

Rozměry [mm]			Hmotnost [kg]	
L	L ₁	L ₂	Rot. dílů	Celková
500	508	532	3,1	4,5



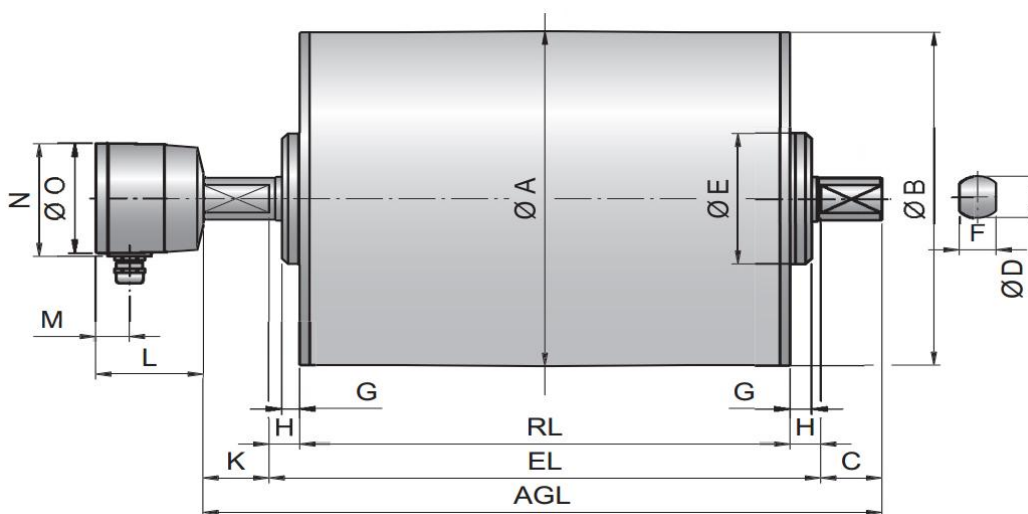
4.3 POHÁNĚCÍ STANICE

Poháněcí stanice zajišťuje pohon dopravníku. Může být složena z elektromotoru, převodové skříně, spojky, brzdy a hnacího bubnu. Další možnost je použít tzv. elektrobuben, kde je převodovka s elektromotorem umístěna uvnitř bubnu v olejové lázni.

VOLBA POHÁNĚCÍ STANICE

Pro pohon pásového dopravníku je zvolen elektrobuben o výkonu 7,5 kW typu 320M od firmy Rulmeca [12] (viz obr. 4.10). Tento typ elektrobubnu je určen pro střední zátěže s maximálním dovoleným radiálním zatížením 20000 N. Důsledkem většího zatížení, než je uvedené maximální radiální zatížení, může být poškození vnitřních dílů bubnu a zkrácení životnosti výrobku. Dle výpočtu v kap. 5.19.7, není dovolené radiální zatížení překročeno. Aby bylo radiální zatížení bubnu co nejmenší a současně nedocházelo k prokluzu pásu, bude buben pogumován. Standardní pogumování bubnu se provádí lepením zastudena, a pro daný typ elektrobubnu je výrobcem udána tloušťka obložení 6 mm. Rozměry elektrobubnu 320M jsou uvedeny v tab. 4.10 a výkonové parametry jsou uvedeny v tab. 4.11.

Mezi hlavní výhody tohoto pohonu patří minimální zastavovací rozměry, rychlá montáž a demontáž, úspora energie o 30 % oproti klasickému elektropohonu, vysoká účinnost a dlouhá životnost. K nevýhodám patří vyšší pořizovací cena a zahřívání motoru v důsledku špatného chlazení bubnu.



Obr. 4.10 Elektrobuben 320M [12]

Tab. 4.10 Rozměry elektrobubnu 320M [12]

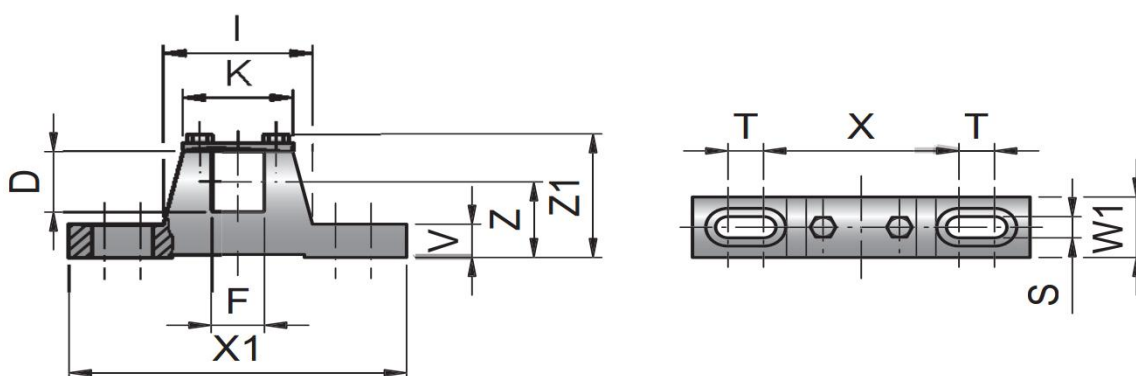
Rozměry [mm]															
RL	EL	AGL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	O
500	550	654	321	319	50	40	125	30	17,5	25	54	87	27	107	105



Tab. 4.11 Výkonové parametry elektrobubnu 320M [11]

Výkon [kW]	Stupně převodu [-]	Rychlost pásu [m·s ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Tah v pásu [N]	Dovolené radiální zatížení [N]	Hmotnost [kg]
7,5	2	1,6	712	4453	20000	110

Elektrobuben je přišroubován ke konstrukci v horní části dopravníku pomocí úchytů KL41-HD (viz obr. 4.11) o rozměrech dle tab. 4.12. Úchyty jsou dodávány výrobcem elektrobubnu.



Obr. 4.11 Úchyt KL41-HD[12]

Tab. 4.12 Rozměry úchytu KL41-HD [12]

Rozměry [mm]												Hmotnost [kg]
D	F	L	K	S	T	V	W1	X	X1	Z	Z1	
40	30	84	62	14	20	22	40	110	190	50	83	2,1

4.4 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

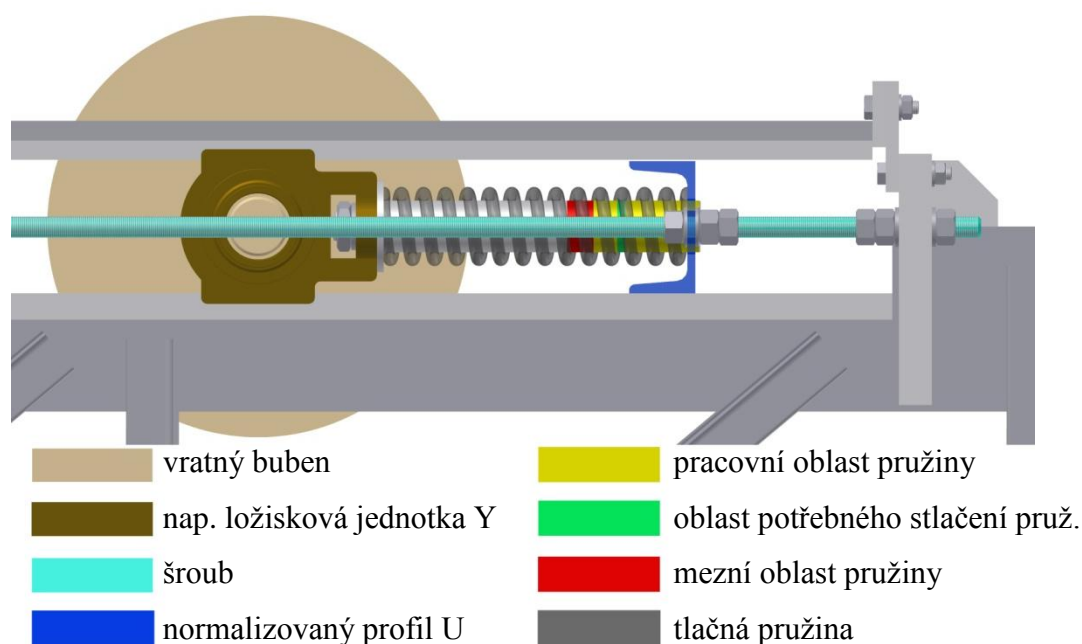
„Napínací síla je nezbytná k vyvolání dostatečně vysokého tření mezi hnacím bubnem a pásem tak, aby mohla být přenesena na pás požadovaná síla. Proto napínací zařízení tvoří nedílnou část pásového dopravníku. Na něm závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a tím také hospodárnost celého zařízení.“ [1] str. 140.

4.4.1 VOLBA NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

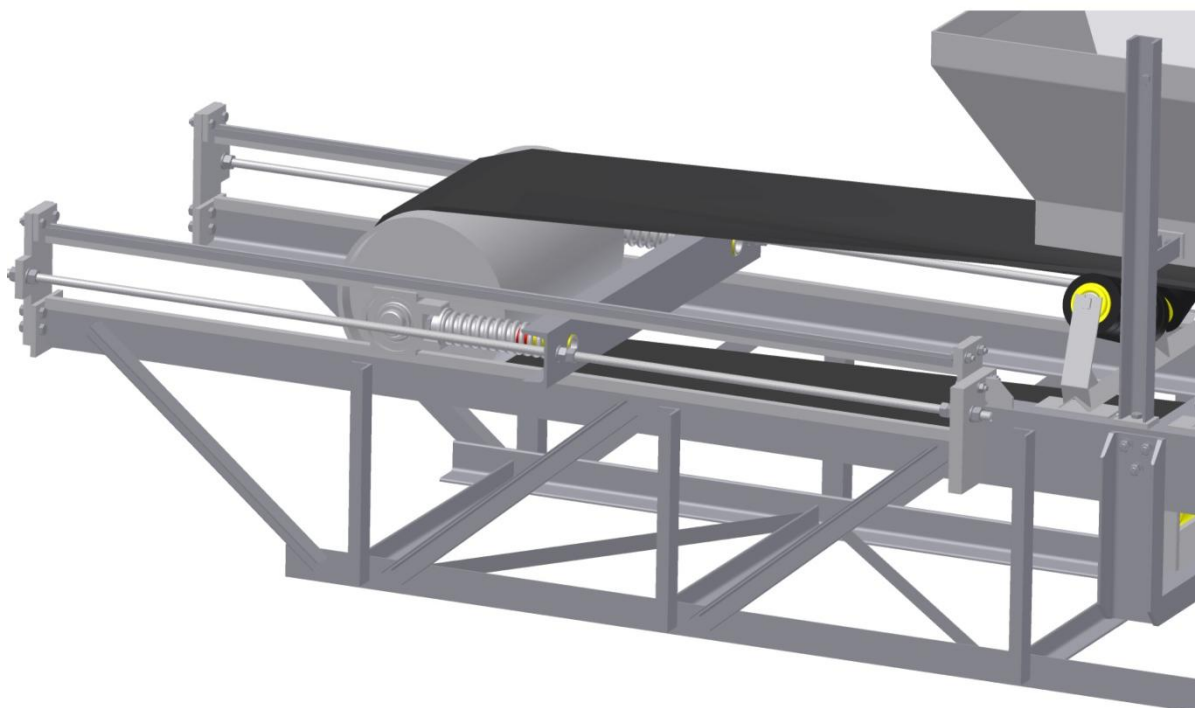
Napínání vratného bubnu je realizováno pomocí dvou šroubů a několika matic ve spodní části dopravníku (viz obr. 4.13). Pro nastavení potřebné napínací síly jsou použity dvě tlačné pružiny od firmy Hennlich [14], které jsou umístěny na barevně nalakovaném trnu (viz obr. 4.12). Hnaný buben je upevněn v ložiskových jednotkách s napínacím tělesem od firmy SKF (viz kap. 4.4.2), které jsou při napínání vedeny lištami. Spodní vodící lišta je bodově přivařena k zfrézované hraně U profilu a horní vodící lišta je pro jednoduché a přesné nastavení upevněna pomocí šroubů v drážkách. Napínací zařízení není upevněno k nosnému



rámu dopravníku pomocí šroubů, ale je jeho součástí. Toto řešení vylučuje nepřesnou montáž napínacího zařízení k nosnému rámu dopravníku.



Obr. 4.12 Hlavní části napínacího zařízení

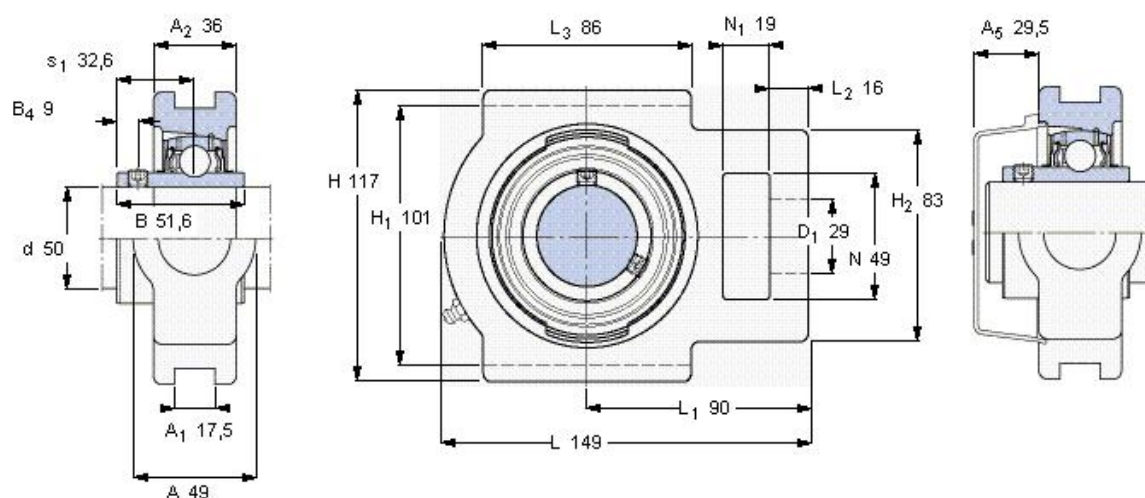


Obr. 4.13 Napínací stanice



4.4.2 VOLBA LOŽISKOVÉ JEDNOTKY

Pro uložení osy hnaného bubnu v napínacím zařízení jsou použity napínací ložiskové jednotky Y typu TU 50 TF od firmy SKF [13]. Napínací ložisková jednotka Y má schopnost kompenzovat odchylky od souososti a skládá se z ložiska Y a napínacího tělesa. Použitá ložiska Y jsou na obou stranách utěsněna a jsou to v podstatě kuličková ložiska řady 62. Ložiska jsou zajištěna na ose bubnu pomocí stavěcích šroubů. Napínací těleso má drážky, pomocí kterých je vedeno ve směru napínání vratného bubnu. Údaje o zvolených napínacích jednotkách TU 50 TF jsou na obr. 4.14 a v tab. 4.13.



Obr. 4.14 Napínací ložisková jednotka TU 50 TF [13]

Tab. 4.13 Údaje o zvolených ložiskových jednotkách TU 50 TF [13]

Ložisková jednotka	Těleso	Ložisko	Hmotnost [kg]	Výpočtový součinitel f_0 [-]	Základní dynamická únosnost C [kN]	Základní statická únosnost C_0 [kN]
TU 50 TF	TU 510 M	YAR 210-2F	2,4	14	35,1	23,2

4.4.3 VOLBA HNANÉHO BUBNU

Je navržen svařovaný buben z materiálu 11 373, který je v konstrukčním řešení zároveň napínací buben a je umístěn ve spodní části dopravníku. Buben je tvořen pláštěm, bočnicemi, osou a distančními kroužky (viz obr. 6.1). Jeho průměr je 319 mm, šířka je 500 mm a průměr osy v místě uložení je 50 mm. Buben je uložen v napínacích ložiskových jednotkách Y (viz kap. 4.4.2), které budou na ose bubnu zajištěny pomocí stavěcích šroubů a budou jisti distančními kroužky.



4.5 ČISTIČ PÁSU

„Gumové pásy musí být během provozu dopravníku průběžně čištěny, protože ve spodní vratné větvi běží špinavá strana po válečkách. Při dopravě zejména lepkavých a vlhkých materiálů by docházelo k nalepování nečistot na válečky ve vratných stolicích, tím by se zvětšily odpory a také opotřebení pásu i hnacího bubnu. Aby k tomu nedocházelo, umísťují se na začátek dolní větve čističe pásu, které mají za úkol nalepený materiál setřít.“ [1] str. 133.

Podle dopravovaného materiálu a velikosti dopravníku se volí tvar a typ čističe. Při dopravě suchého materiálu, který neulpívá na pásu, stačí čistit pás škrabkou s pryžovou hranou, která může být přitlačována pružinou k pásu na hnacím bubnu.

VOLBA ČISTIČE PÁSU

K čištění pásu, je použit čelní stěrač CJ 1.1 od firmy AB TECHnology, s.r.o [15] (viz obr. 4.15). Stěrač je tvořen segmenty z pružného polyuretanu o délce 375 mm a tloušťce segmentů 15 mm, které jsou zakončeny plátkem z tvrdokovu (karbidu wolframu). Stěrač je vhodný pro abrazivní materiál a bude umístěn v horní části dopravníku cca 15°–20° pod osu elektrobubnu.



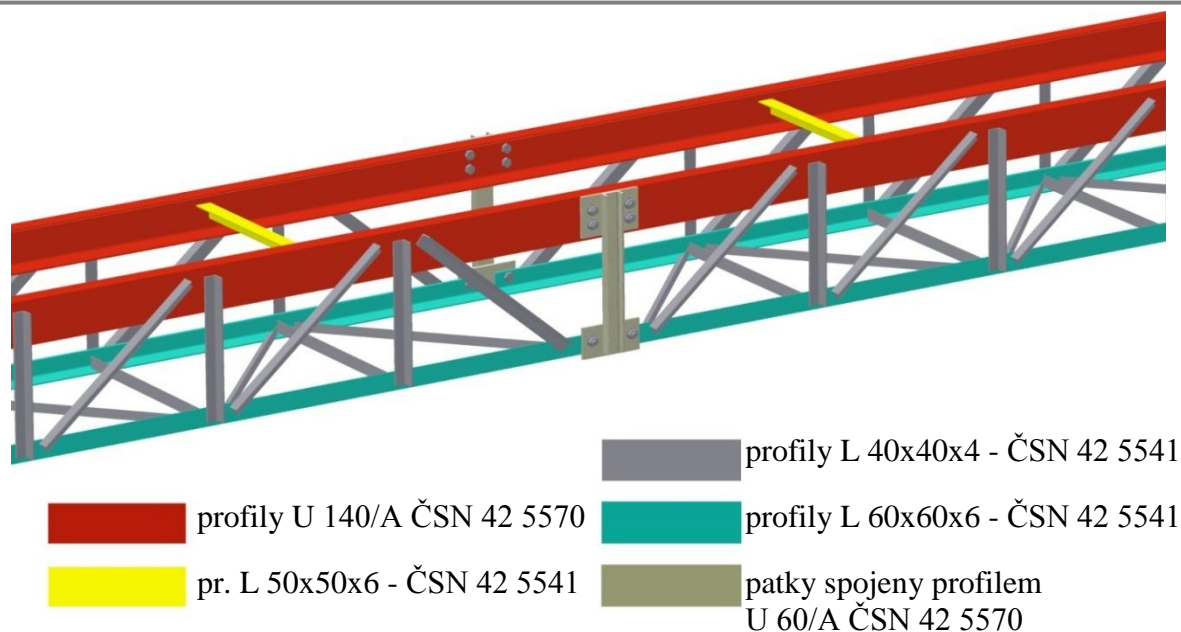
Obr. 4.15 Čistič pásu CJ 1.1 [15]

4.6 NOSNÁ KONSTRUKCE

„Na nosné konstrukci jsou uloženy ostatní součásti dopravníku: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství. Nosná konstrukce zachycuje statické síly od tíhy dopravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, dynamické síly vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás, nevyváženými hmotami bubnů a válečků apod., jakož i reakci v místech jejího uložení.“ [1] str. 188.

4.6.1 KONSTRUKCE RÁMU

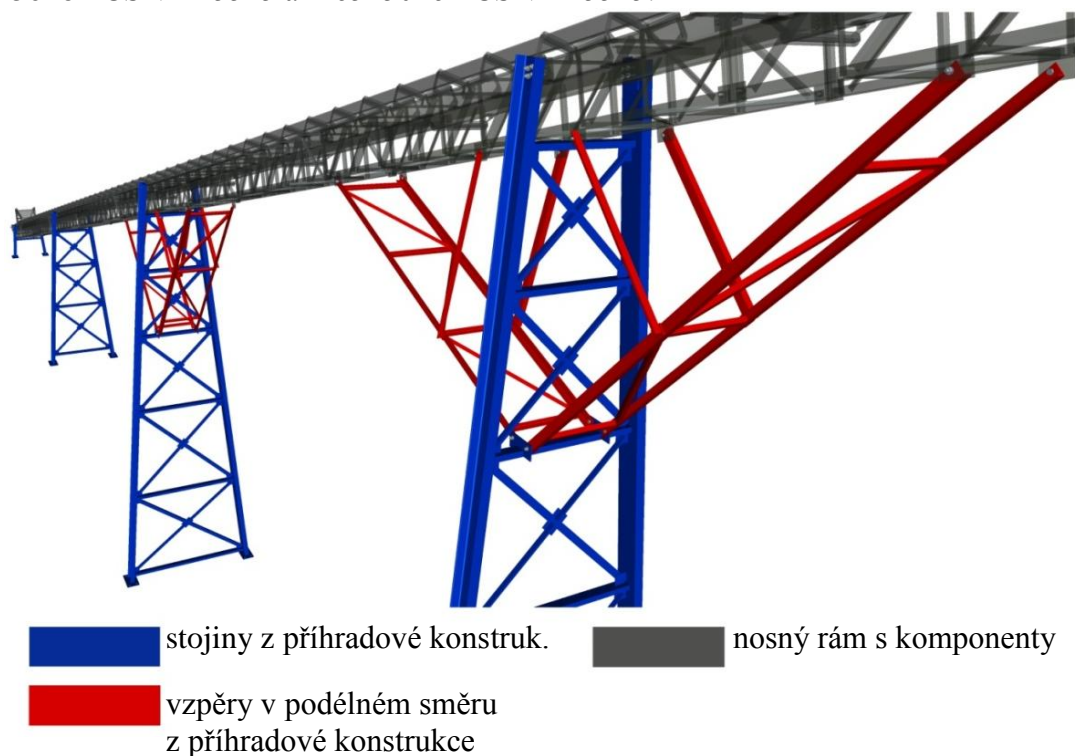
Rám dopravníku je tvořen segmenty z příhradové konstrukce. Příhradová konstrukce je zvolena z důvodu zmenšení průhybů rámu mezi podporami (stojinami) a je svařená z normalizovaných profilů válcovaných za tepla z materiálu 11 373, které jsou upřesněny na obr. 4.16. Segmenty se k sobě přišroubují pomocí dvou patek a poté svaří. Konstrukční řešení segmentů a jejich spojení je zobrazeno na obr. 4.16.



Obr. 4.16 Konstrukce rámu a volba normalizovaných profilů

4.6.2 KONSTRUKCE STOJIN

Po celé délce dopravníku jsou použity čtyři stojiny, které podpírají nosný rám a jsou přišroubovány pomocí patek do betonového základu. Stojiny jsou k nosnému rámu přidělaný osmi šrouby, pro větší stabilitu jsou svařeny z příhradové konstrukce, směrem dolů se rozšiřují a jsou zobrazeny modrou barvou na obr. 4.17. Poslední dvě stojiny jsou v podélném směru vyztuženy vzpěrami z příhradové konstrukce (viz červená barva na obr. 4.17). Na konstrukci stojin a vzpěr jsou použity válcované profily za tepla U 240/A ČSN 42 5570, L 100x50x6 - ČSN 42 5545 a L 65x50x6 - ČSN 42 5545.



obr. 4.17 Konstrukce stojin



5 FUNKČNÍ VÝPOČET

Funkční výpočet je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [5], která je určena pro pásové dopravníky s nosnými válečky a zabývá se výpočtem výkonu a tahových sil.

5.1 SKLON DOPRAVNÍKU

$$\sin \delta = \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{H}{L}$$

$$\delta = \arcsin \frac{12}{49}$$

$$\delta = 14,18^\circ$$
(1)

kde:

- výškový rozdíl $H = 12 \text{ m}$... dle zadání kap. 1.1
- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m}$... dle zadání kap. 1.1

pozn.:

- dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5 je pro dopravovaný materiál max. dovolený úhle dopravníku 18° . Vypočtený úhel $14,18^\circ$ tedy vyhovuje

5.2 VOLBA RYCHLOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Pro dopravovaný materiál jsem dle literatury [1] str. 148, tab. 8.3 zvolil rychlost pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

5.3 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$Q = S_T \cdot \rho \cdot v \cdot 3600 \Rightarrow S_T$$

$$S_T = \frac{Q}{\rho \cdot v \cdot 3600}$$

$$S_T = \frac{85000}{1750 \cdot 1,6 \cdot 3600}$$

$$S_T = 0,008 \text{ m}^2$$
(2)

kde:

- dopravní výkon $Q = 85\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$... dle zadání kap. 1.1
- objemová sypná hmotnost $\rho = 1\,750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5
- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$... dle kap. 5.2



5.4 URČENÍ ŠÍŘKY PÁSU

Dle teoretického průřezu náplně pásu $0,008 \text{ m}^2$, sypného úhlu materiálu 20° a korýtkového pásu jsem dle literatury [1] str. 149, tab. 8.4 zvolil šířku pásu $B = 0,4 \text{ m}$

5.5 CELKOVÁ PLOCHA PRŮŘEZU NÁPLNĚ PÁSU

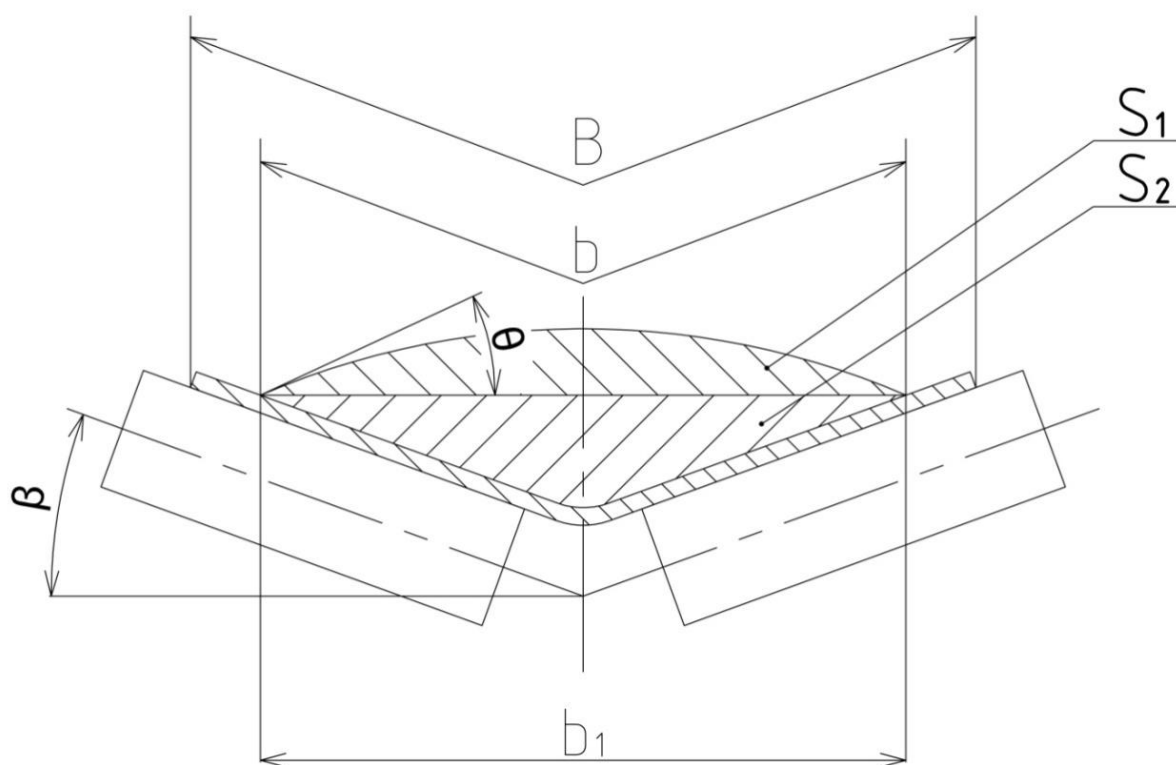
$$S = S_1 + S_2 \quad (3)$$

$$S = 0,006 + 0,008$$

$$S = 0,014 \text{ m}^2$$

kde:

- plocha průř. horní části náplně $S_1 = 0,006 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (4)
- plocha průř. dolní části náplně $S_2 = 0,008 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (7)



Obr. 5.1 Průřez náplně pásu



5.5.1 PLOCHA PRŮŘEZU HORNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ

$$S_1 = (b \cdot \cos \beta)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta}{6} \quad (4)$$

$$S_1 = (b \cdot \cos 20)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 22,5}{6}$$

$$S_1 = 0,006 \text{ m}^2$$

kde:

- využitelná ložná šířka pásu $b = 0,31 \text{ m} \dots$ dle rovnice (5)
- úhel sklonu válečků $\beta = 20^\circ \dots$ voleno dle kap. 4.2.1, tab. 4.2
- dynamický sypný úhel $\theta = 22,5^\circ \dots$ dle rovnice (6)

VYUŽITELNÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (5)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

kde:

- šířka pásu $B = 0,4 \text{ m} \dots$ voleno v kap. 5.4

DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha \quad (6)$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30$$

$$\theta = 22,5^\circ$$

kde:

- sypný úhel $\alpha = 30^\circ \dots$ voleno pro dopravovaný materiál dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5

5.5.2 PLOCHA PRŮŘEZU DOLNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ

$$S_2 = \left(\frac{b}{2} \cdot \cos \beta \right) \cdot \left(\frac{b}{2} \cdot \sin \beta \right) \quad (7)$$

$$S_2 = \left(\frac{0,31}{2} \cdot \cos 20 \right) \cdot \left(\frac{0,31}{2} \cdot \sin 20 \right)$$

$$S_2 = 0,008 \text{ m}^2$$



kde:

- využitelná ložná šířka pásu $b = 0,31 \text{ m}$... vypočteno dle rovnice (5)
- sklon válečků $\beta = 20^\circ$... voleno dle kap. 4.2.1, tab. 4.2

5.6 SKUTEČNÁ KORIGOVANÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU

$$S_k = S \cdot k \quad (8)$$

$$S_k = 0,014 \cdot 0,9$$

$$S_k = 0,012 \text{ m}^2$$

kde:

- celková plocha průřezu náplně pásu $S = 0,014 \text{ m}^2$... dle rovnice (3)
- součinitel sklonu $k = 0,9$... dle rovnice (9)

5.6.1 SOUČINITEL SKLONU

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (9)$$

$$k = 1 - \frac{0,006}{0,014} \cdot (1 - 0,768)$$

$$k = 0,9$$

kde:

- plocha průř. horní části náplně $S_1 = 0,006 \text{ m}^2$... dle rovnice (4)
- součinitel korekce vrchlíku náplně pásu $k_1 = 0,768$... dle rovnice (10)
- celková plocha průřezu náplně pásu $S = 0,014 \text{ m}^2$... dle rovnice (3)

SOUČINITEL KOREKCE VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} \quad (10)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 14,18^\circ - \cos^2 22,5^\circ}{1 - \cos^2 22,5^\circ}}$$

$$k_1 = 0,768$$

kde:

- sklon dopravníku $\delta = 14,18^\circ$... dle rovnice (1)
- dynamický synpý úhel $\theta = 22,5^\circ$... dle rovnice (6)



5.7 KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ LOŽNÝ PROSTOR

Musí být splněna podmínka:

$$S_k \geq S_T \quad (11)$$

$0,012 m^2 \geq 0,008 m^2 \dots$ zvolený korýtkový pás vyhovuje

kde:

- skutečná korigovaná plocha náplně pásu $S_k = 0,012 m^2 \dots$ dle rovnice (8)
- teoretický průřez náplně pásu $S_T = 0,008 m^2 \dots$ dle rovnice (2)

5.8 DOPRAVNÍ VÝKON

5.8.1 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_V = S \cdot v \cdot k \quad (12)$$

$$I_V = 0,014 \cdot 1,6 \cdot 0,9$$

$$I_V = 0,02 m^3 \cdot s^{-1}$$

kde:

- celková plocha průřezu náplně pásu $S = 0,014 m^2 \dots$ dle rovnice (3)
- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 m \cdot s^{-1} \dots$ dle kap. 5.2
- součinitel sklonu $k = 0,9 \dots$ dle rovnice (9)

5.8.2 HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3\,600 \quad (13)$$

$$I_m = 0,02 \cdot 1\,750 \cdot 3\,600$$

$$I_m = 123\,208,5 kg \cdot h^{-1}$$

kde:

- objemový dopravní výkon $I_V = 0,02 m^3 \cdot s^{-1} \dots$ dle rovnice (12)
- objemová sypná hmotnost $\rho = 1\,750 kg \cdot m^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5



5.9 KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ MATERIÁLU

Musí být splněna podmínka:

$$I_m \geq Q \quad (14)$$

$123\,208,5 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \geq 85\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \dots$ dopravované množství vyhovuje

kde:

- hmotnostní dopravní výkon $I_m = 123\,208,5 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \dots$ dle rovnice (13)
- potřebný dopravní výkon $Q = 85\,000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \dots$ dle zadání kap. 1.1

5.10 HLAVNÍ ODPORY

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta + q_{RO} + q_{RU}] \quad (15)$$

$$F_H = 0,02 \cdot 49 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 4,84 + 21,39) \cdot \cos 14,18^\circ + 4,320 + 0,823]$$

$$F_H = 338,533 \text{ N}$$

kde:

- globální součinitel tření $f = 0,02 \dots$ dle literatury [5] str. 7
- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m} \dots$ dle zadání kap. 1.1
- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- hmotnost 1 metru dopravního pásu $q_B = 4,84 \text{ kg} \dots$ voleno v kap. 4.1, tab. 4.1
- hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky $q_G = 21,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \dots$ dle rovnice (16)
- sklon dopravníku $\delta = 14,18^\circ \dots$ vypočteno dle rovnice (1)
- hmotnost rotujících částí válečků na 1 m v horní větvi $q_{RO} = 4,320 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \dots$ dle rovnice (17)
- hmotnost rotujících částí válečků na 1 m v dolní větvi $q_{RU} = 0,823 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \dots$ dle rovnice (20)

pozn.:

- hlavní odpory závisí na délce dopravníku, zahrnují odpory ložisek i těsnění válečků v horní a dolní větvi, dále odpory způsobené zamačkáváním válečků do pásu a opakovaným ohybem dopravního pásu s dopravovanou hmotou
- valivé odpory válečkových stolic a pohybové odpory pásu zahrnuje globální součinitel tření f , jeho hodnota závisí na mnoha faktorech a dle literatury [5] str. 7 je jeho základní hodnota $f = 0,02$



5.10.1 HMOTNOST DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU NA JEDEN METR DÉLKY

$$q_G = \frac{I_V \cdot \rho}{v} \quad (16)$$

$$q_G = \frac{0,02 \cdot 1\,750}{1,6}$$

$$q_G = 21,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

- objemový dopravní výkon $I_V = 0,02 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle rovnice (12)
- objemová sypná hmotnost $\rho = 1\,750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5
- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.2

5.10.2 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DÉLKY V HORNÍ VĚTVI

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot q_1 \cdot P_1}{L} + \frac{2 \cdot q_{d1} \cdot P_{d1}}{L} \quad (17)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 1,6 \cdot 60}{49} + \frac{2 \cdot 2,52 \cdot 4}{49}$$

$$q_{RO} = 4,320 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

- hmotnost rotujících částí válečku v nosné větvi dopravníku $q_1 = 1,6 \text{ kg} \dots$ dle kap. 4.2.1, tab. 4.3
- hmotnost rotujících částí dopadového válečku $q_{d1} = 2,52 \text{ kg} \dots$ dle kap. 4.2.1, tab. 4.5
- počet válečkových stolic v nosné větvi $P_1 = 60 \text{ ks} \dots$ dle rovnice (18)
- počet dopadových stolic v nosné větvi $P_{d1} = 4 \text{ ks} \dots$ dle rovnice (19)
- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m} \dots$ dle zadání kap. 1.1

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU:

$$P_1 = \frac{L - l}{a_o} \quad (18)$$

$$P_1 = \frac{49 - 1}{0,8}$$

$$P_1 = 60 \text{ ks}$$



kde:

- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m}$... dle zadání kap. 1.1
- délka bočního vedení $l = 1 \text{ m}$... dle konstrukce dopravníku
- rozteč válečků v horní větvi $a_o = 0,8 \text{ m}$... voleno dle literatury [1] str. 138

POČET DOPADOVÝCH VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU:

$$P_{d1} = \frac{l}{a_{do}} \quad (19)$$

$$P_{d1} = \frac{1}{0,25}$$

$$P_{d1} = 4 \text{ ks}$$

kde:

- délka bočního vedení $l = 1 \text{ m}$... dle konstrukce dopravníku
- rozteč dopadových válečků $a_{do} = 0,25 \text{ m}$... voleno dle literatury [1] str. 139
v horní větvi

5.10.3 HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA JEDEN METR DÉLKY V DOLNÍ VĚTVI

$$q_{RU} = \frac{q_2 \cdot P_2}{L} \quad (20)$$

$$q_{RU} = \frac{3,1 \cdot 13}{49}$$

$$q_{RU} = 0,823 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

- hmotnost rotujících částí válečku v dolní větvi $q_2 = 3,1 \text{ kg}$... dle kap. 4.2.1, tab. 4.7
- počet válečkových stolic v dolní větvi $P_2 = 13 \text{ ks}$... dle rovnice (21)
- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m}$... dle zadání kap. 1.1

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V NOSNÉ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$P_2 = \frac{L}{a_u} \quad (21)$$

$$P_2 = \frac{49}{4}$$

$$P_2 = 12,25 \text{ ks} \dots \text{volím } P_2 = 13 \text{ ks}$$



kde:

- osová vzdálenost přesypů $L = 49 \text{ m} \dots$ dle zadání kap. 1.1
- rozteč válečků v dolní větvi $a_u = 4 \text{ m} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 138

5.11 VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_N = F_{bA} + F_f + F_o + F_t \quad (22)$$

$$F_N = 54,759 + 15,775 + 26,820 + 7,724$$

$$F_N = 105,078 \text{ N}$$

kde:

- odpor setrvačných sil v oblasti nakládání a urychlování $F_{bA} = 54,759 \text{ N} \dots$ dle rovnice (23)
- odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v oblasti urychlování $F_f = 15,775 \text{ N} \dots$ dle rovnice (24)
- odpor ohybu pásu na bubnu $F_o = 26,820 \text{ N} \dots$ dle rovnice (27)
- odpor v ložiskách bubnu $F_t = 7,724 \text{ N} \dots$ dle rovnice (29)

pozn.:

- vedlejší odpory nezávisí na délce dopravníku, zahrnují tření a setrvačné síly při urychlování dopravní hmoty v místě nakládání, tření o boční stěny násypky v místě nakládání, odpor ohybu pásu na bubnech, odpor ložisek bubnu s výjimkou poháněcího bubnu

5.11.1 ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V OBLASTI NAKLÁDÁNÍ A URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = I_V \cdot \rho \cdot (v - v_0) \quad (23)$$

$$F_{bA} = 0,02 \cdot 1\,750 \cdot (1,6 - 0)$$

$$F_{bA} = 54,759 \text{ N}$$

kde:

- objemový dopravní výkon $I_V = 0,02 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle rovnice (12)
- objemová sypná hmotnost $\rho = 1\,750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5
- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.2
- složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ voleno v kap. 5.11.1



5.11.2 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_f = \frac{\mu_2 \cdot I_V^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \quad (24)$$

$$F_f = \frac{0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 1\,750 \cdot 9,81 \cdot 0,218}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,292^2}$$

$$F_f = 15,775 \text{ N}$$

kde:

- součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením $\mu_2 = 0,6 \dots$ voleno dle literatury [5] str. 12, tab. 2
- objemový dopravní výkon $I_V = 0,02 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle rovnice (12)
- objemová sypná hmotnost $\rho = 1750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5
- tíhové zrychlení $g = 9,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- urychlovací délka $l_b = 0,218 \text{ m} \dots$ dle rovnice (25)
- světla šířka bočního vedení $b_1 = 0,292 \text{ m} \dots$ dle rovnice (26)
- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.2
- složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ voleno v kap. 5.11.1

URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \quad (25)$$

$$l_b = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,6}$$

$$l_b = 0,218 \text{ m}$$

kde:

- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.2
- složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ voleno v kap. 5.11.1
- tíhové zrychlení $g = 9,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem $\mu_1 = 0,6 \dots$ voleno dle literatury [5] str. 12, tab. 2



SVĚTLÁ ŠÍŘKA BOČNÍHO VEDENÍ

$$b_1 = b \cdot \cos \beta \quad (26)$$

$$b_1 = 0,31 \cdot \cos 20$$

$$b_1 = 0,292 \text{ m}$$

kde:

- využitelná ložná šířka pásu $b = 0,31 \text{ m} \dots$ dle rovnice (5)
- sklon válečků $\beta = 20^\circ \dots$ voleno dle kap. 4.2.1, tab. 4.2

5.11.3 ODPOR OHYBU PÁSU NA BUBNU

$$F_0 = 9 \cdot B \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F}{B} \right) \cdot \frac{d}{D_B} \quad (27)$$

$$F_0 = 9 \cdot B \left(140 + 0,01 \cdot \frac{4\,962,255}{0,4} \right) \cdot \frac{0,009}{0,319}$$

$$F_0 = 26,820 \text{ N}$$

kde:

- šířka pásu $B = 0,4 \text{ m} \dots$ dle kap. 5.4
- průměrný tah pásu na buben $F = 4\,962,255 \text{ N} \dots$ dle rovnice (28)
- tloušťka pásu $d = 0,009 \text{ m} \dots$ dle kap. 4.1, tab. 4.1
- průměr hnaného bubnu $D_B = 0,319 \text{ m} \dots$ dle kap. 4.4.3

PRŮMĚRNÝ TAH PÁSU NA BUBEN

$$F = \frac{F_{\min h} + F_{\max}}{2} \quad (28)$$

$$F = \frac{2\,144,333 + 7\,780,178}{2}$$

$$F = 4\,962,255 \text{ N}$$

kde:

- nejmenší tahová síla $F_{\min h} = 2\,144,333 \text{ N} \dots$ dle vzorce (43)
- největší tahová síla $F_{\max} = 7\,780,178 \text{ N} \dots$ dle vzorce (45)



5.11.4 ODPOR V LOŽISKÁCH BUBNU (PRO VRATNÝ BUBEN)

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_0}{D_B} \cdot F_V \quad (29)$$

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{0,05}{0,319} \cdot 9\,856,247$$

$$F_t = 7,724\,N$$

kde:

- průměr osy vratného bubnu v lož. $d_0 = 0,05\,m \dots$ dle rovnice (63)
- součet tahů v pásu a tíhových sil bubnu $F_V = 9\,856,247\,N \dots$ dle rovnice (56)
- průměr bubnu $D_B = 0,319\,m \dots$ dle kap. 4.4.3

5.12 PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ ODPORY

$$F_{S1} = F_\varepsilon = 42,095\,N \quad (30)$$

kde:

- odpor vychýlených bočních val. $F_\varepsilon = 42,095\,N \dots$ dle rovnice (31)

pozn.:

- přídatné hlavní odpory zahrnují odpor válečků vychýlených od směru pohybu pásu, odpor třením o boční stěny násypky příp. boční vedení, je-li po celé délce dopr.
- boční vedení po celé délce dopravníku není, proto jsou v přídatných hlavních odporech zahrnuty pouze odpory válečků vychýlených od směru pohybu pásu

5.12.1 ODPOR VYCHÝLENÝCH BOČNÍCH VÁLEČKŮ

$$F_\varepsilon = C_\varepsilon \cdot \mu_0 \cdot L \cdot (q_B \cdot q_G) \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta \cdot \sin \varepsilon \quad (31)$$

$$F_\varepsilon = 0,3 \cdot 0,35 \cdot 49 \cdot (4,84 + 21,39) \cdot 9,81 \cdot \cos 20^\circ \cdot \cos 14,18^\circ \cdot \sin 2^\circ$$

$$F_\varepsilon = 42,095\,N$$

kde:

- součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem $\mu_0 = 0,35 \dots$ dle literatury [5] str. 13, tab. 3
- součinitel korýtkovosti $C_\varepsilon = 0,3 \dots$ dle literatury [5] str. 13, tab. 3
- osová vzdálenost přesypů $L = 49\,m \dots$ dle zadání kap. 1.1
- hmotnost 1 m dopravního pásu $q_B = 4,84\,kg \dots$ dle kap. 4.1, tab. 4.1
- hmotnost 1 m dopravního pásu $q_G = 21,39\,kg \cdot m^{-1} \dots$ dle rovnice (16)
- tíhové zrychlení $g = 9,81\,m \cdot s^{-2}$
- úhel sklonu válečků $\beta = 20^\circ \dots$ voleno dle kap. 4.2.1, tab. 4.2
- sklon dopravníku $\delta = 14,18^\circ \dots$ dle rovnice (1)
- úhel vychýlení osy vál. vzhled. k rov. kolmé k podélné ose pásu $\varepsilon = 2^\circ \dots$ dle kap. 4.2.1, tab. 4.2



5.13 PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY

$$F_{S2} = F_{gL} + F_r \quad (32)$$

$$F_{S2} = 18,135 + 91,406$$

$$F_{S2} = 109,542 \text{ N}$$

kde:

- odpor tření mezi dopravovanou hmotnou a bočním vedením $F_{gL} = 18,135 \text{ N} \dots$ dle rovnice (33)
- odpor čističe pásu $F_r = 91,406 \text{ N} \dots$ dle rovnice (34)

pozn.:

- přídatné vedlejší odpory zahrnují odpor čističů pásu na bubnu, odpor tření o boční stěny násypky nebo vedení, je-li pouze v části délky dopravníku, odpor obracení dolní větve pásu, odpor shrnovačů dopravované hmoty z pásu a odpor shazovacího vozu
- dle konstrukce dopravníku uvažují pouze s odporem tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě nakládání materiálu a odporem čističe pásu

5.13.1 ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM

$$F_{gL} = \frac{\mu_2 \cdot I_v^2 \cdot \rho \cdot g \cdot l}{v^2 \cdot b_1^2} \quad (33)$$

$$F_{gL} = \frac{0,6 \cdot 0,02^2 \cdot 1\,750 \cdot 9,81 \cdot 1}{1,6^2 \cdot 0,292^2}$$

$$F_{gL} = 18,135 \text{ N}$$

kde:

- součinitel tření mezi doprav. hmotou a bočnicemi $\mu_2 = 0,6 \dots$ voleno dle literatury [5] str. 13, tab. 3
- objemový dopravní výkon $I_v = 0,02 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \dots$ vypočteno dle rovnice (12)
- objemová sypná hmotnost $\rho = 1750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 151, tab. 8.5
- délka bočního vedení $l = 1 \text{ m} \dots$ dle konstrukce dopravníku
- světla šířka bočního vedení $b_1 = 0,292 \text{ m} \dots$ vypočteno dle rovnice (26)
- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.2
- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



5.13.2 ODPOR ČISTIČŮ PÁSU

$$F_r = A \cdot p \cdot \mu_3 \quad (34)$$

$$F_r = 0,056 \cdot 32\,500 \cdot 0,5$$

$$F_r = 91,406 \text{ N}$$

kde:

- součinitel tření mezi pásem a čističem pásu $\mu_3 = 0,5 \dots$ voleno dle literatury [5] str. 13, tab. 3
- tlak mezi čističem pásu a pásem $p = 3,2 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2} \dots$ voleno dle literatury [5] str. 13, tab. 3
- dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu $A = 0,056 \text{ m}^2 \dots$ dle rovnice (35)

DOTYKOVÁ PLOCHA MEZI PÁSEM A ČISTIČEM PÁSU

$$A = B_{\xi} \cdot t_{\xi} \quad (35)$$

$$A = 0,375 \cdot 0,015$$

$$A = 0,056 \text{ m}^2$$

kde:

- šířka čističe pásu $B_{\xi} = 0,375 \text{ m} \dots$ dle kap. 4.5
- tloušťka čističe pásu $t_{\xi} = 0,015 \text{ m} \dots$ dle kap. 4.5

5.14 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (36)$$

$$F_{St} = 21,39 \cdot 12 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 2\,518,074 \text{ N}$$

kde:

- hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky $q_G = 21,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \dots$ dle rovnice (16)
- výškový rozdíl $H = 12 \text{ m} \dots$ dle zadání kap. 1.1
- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

pozn.:

- odpor k překonání dopravní výšky je způsoben zdviháním, nebo klesáním dopravované hmoty



5.15 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$\begin{aligned}
 F_{Up} &= F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \\
 F_{Up} &= 338,533 + 105,078 + 42,095 + 109,542 + 2\,518,074 \\
 F_{Up} &= 3\,113,322\,N
 \end{aligned}
 \tag{37}$$

kde:

- | | |
|--|---|
| - hlavní odpory | $F_H = 338,533\,N$... dle rovnice (15) |
| - vedlejší odpory | $F_N = 105,078\,N$... dle rovnice (22) |
| - hlavní přidavné odpory | $F_{S1} = 42,095\,N$... dle rovnice (30) |
| - hlavní vedlejší odpory | $F_{S2} = 109,542\,N$... dle rovnice (32) |
| - odpory k překonání
dopravní výšky | $F_{St} = 2\,518,074\,N$... dle rovnice (36) |

5.16 ZVĚTŠENÍ OBVODOVÉ SÍLY

$$\begin{aligned}
 F_U &= F_{Up} \cdot 1,2 \\
 F_U &= 3\,113,322 \cdot 1,2 \\
 F_U &= 3\,735,987\,N
 \end{aligned}
 \tag{38}$$

kde:

- | | |
|--|---|
| - obvodová síla potřebná na
poháněcím bubnu | $F_{Up} = 3\,113,322\,N$... dle rovnice (37) |
|--|---|

pozn.:

- z důvodu nepřesností výpočtu a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení se obvodovou sílu navyšuje o 20%

5.17 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$\begin{aligned}
 P_A &= F_U \cdot v \\
 P_A &= 3\,735,987 \cdot 1,6 \\
 P_A &= 5\,977,579\,W
 \end{aligned}
 \tag{39}$$

kde:

- | | |
|----------------------------|--|
| - obvodová hnací síla | $F_U = 3\,735,987\,N$... dle rovnice (38) |
| - rychlost dopravního pásu | $v = 1,6\,m \cdot s^{-1}$... dle kap. 5.2 |



5.18 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1} \quad (40)$$

$$P_M = \frac{5\,977,579}{0,95}$$

$$P_M = 6\,292,2 \text{ W}$$

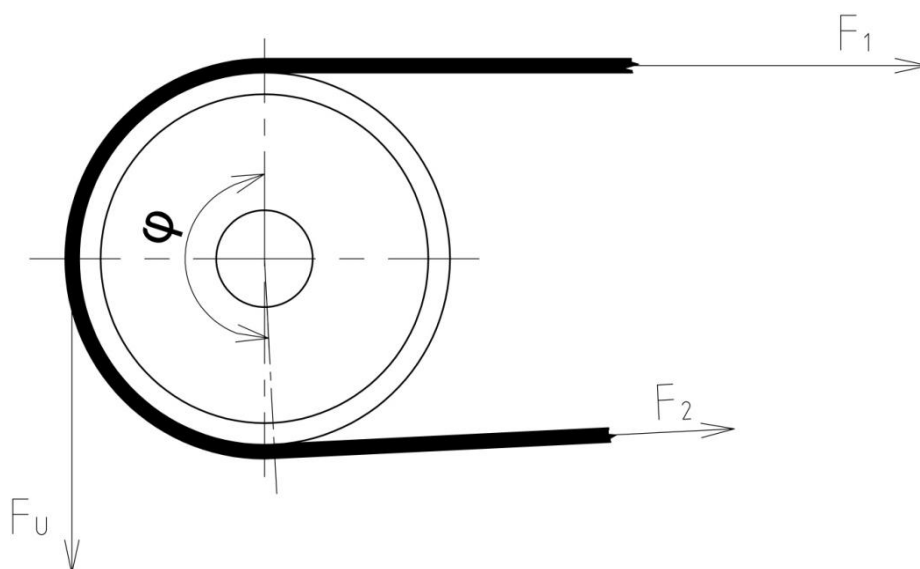
kde:

- potřebný provozní výkon $P_A = 5\,977,579 \text{ W}$... dle rovnice (39)
- účinnost motoru $\eta_1 = 0,95 \%$... voleno dle literatury [5] str. 9

pozn.:

- dle potřebného provozního výkonu motoru $6292,2 \text{ W}$ jsem v kapitole 3.3 zvolil elektrobuben o výkonu $7,5 \text{ kW}$ typu 320M od firmy Rulmeca

5.19 SÍLY V PÁSU



Obr. 5.2 Tahové síly v pásu

5.19.1 PŘENOS OBVODOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2min} = F_{Umax} \cdot \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad (41)$$

$$F_{2min} = 5\,603,980 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,185} - 1}$$

$$F_{2min} = 2176,198 \text{ N}$$



kde:

- maximální obvodová hnací síla $F_{Umax} = 5\,603,980\text{ N} \dots$ dle rovnice (42)
- součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem $\mu = 0,4 \dots$ voleno pro pryžové obložení bubnu dle literatury [5] str. 13, tab. 4
- úhel opásání poháněcího bubnu $\varphi = 182,5^\circ = 3,185\text{ rad} \dots$ dle konstrukce dopravníku

MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

$$F_{Umax} = \xi \cdot F_U \quad (42)$$

$$F_{Umax} = 1,5 \cdot 3\,735,987$$

$$F_{Umax} = 5\,603,980\text{ N}$$

kde:

- součinitel rozběhu $\xi = 1,5 \dots$ voleno dle literatury [5] str. 10
- obvodová síla $F_U = 3\,735,987\text{ N} \dots$ dle rovnice (38)

pozn.:

- součinitel rozběhu zahrnuje skutečnost, že obvodová síla je při rozběhu dopravníku větší, než při ustáleném chodu

5.19.2 OMEZENÍ PODLE PRŮVĚSU PÁSU

Hodnota nižší než nejmenší tahová síla pro horní a dolní větve se nesmí vyskytnout v žádném místě dopravníku.

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO HORNÍ VĚTEV

$$F_{\min h} \geq \frac{a_0 \cdot (q_B \cdot q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (43)$$

$$F_{\min h} \geq \frac{0,8 \cdot (4,84 \cdot 21,39) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{\min h} \geq 2\,144,333\text{ N}$$

kde:

- rozteč válečků v horní větvi $a_0 = 0,8\text{ m} \dots$ voleno dle literatury [1] str. 138
- hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr délky $q_G = 21,39\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \dots$ vypočteno dle rovnice (16)
- hmotnost 1 metru dopravního pásu $q_B = 4,84\text{ kg} \dots$ voleno v kap. 4.1, tab. 4.1
- tíhové zrychlení $g = 9,81\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,012 \dots$ dle literatury [5] str. 10



NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA PRO DOLNÍ VĚTEV

$$F_{\min d} \geq \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm}} \quad (44)$$

$$F_{\min d} \geq \frac{4 \cdot 4,84 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$F_{\min d} \geq 1\,978,350 \text{ N}$$

kde:

- rozteč válečků v dolní větvi $a_u = 4 \text{ m}$... voleno dle literatury [1] str. 138
- hmotnost 1 metr. doprav. pásu $q_B = 4,84 \text{ kg}$... voleno v kap. 4.1, tab. 4.1
- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{adm} = 0,012$... voleno dle literatury [5] str. 10

5.19.3 NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU

$$F_{\max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1} + 1\right) \quad (45)$$

$$F_{\max} \approx F_1 \approx 3\,735,987 \cdot 1,5 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,185} - 1} + 1\right)$$

$$F_{\max} \approx F_1 \approx 7\,780,178 \text{ N}$$

kde:

- obvodová hnací síla $F_U = 3\,735,987 \text{ N}$... dle rovnice (38)
- součinitel rozběhu $\xi = 1,5$... voleno dle literatury [5] str. 10
- součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem $\mu = 0,4$... voleno pro pryžové obložení bubnu dle literatury [5] str. 13, tab. 4
- úhel opásání poháněcího bubnu $\varphi = 182,5^\circ = 3,185 \text{ rad}$... dle konstrukce dopravníku

5.19.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÁSU

Musí být splněna podmínka: (46)

$$F_{Dp} \geq F_{\max}$$

$$160\,000 \text{ N} \geq 7\,780,178 \text{ N} \dots \text{pás vyhovuje}$$

kde:

- největší tahová síla v pásu $F_{\max} = 7\,780,178 \text{ N}$... dle rovnice (45)
- pevnost zvoleného pásu $F_{Dp} = 160\,000 \text{ N}$... dle rovnice (47)



PEVNOST ZVOLENÉHO PÁSU

$$F_{Dp} = R_{mp} \cdot B \quad (47)$$

$$F_{Dp} = 400 \cdot 400$$

$$F_{Dp} = 160\,000 \text{ N}$$

kde:

- pevnost pásu
- šířka pásu

$$R_{mp} = 400 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \dots \text{dle kap. 4.1, tab. 4.1}$$

$$B = 400 \text{ mm} \dots \text{voleno v kap. 5.4}$$

5.19.5 SÍLA V HORNÍ VĚTVI

$$F_1 \approx F_{max} \quad (48)$$

$$F_1 \approx 7\,780,178 \text{ N}$$

kde:

- největší tahová síla v pásu

$$F_{max} = 7\,780,178 \text{ N} \dots \text{dle rovnice (45)}$$

5.19.6 SÍLA V DOLNÍ VĚTVI

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\varphi}} \quad (49)$$

$$F_2 = \frac{7\,780,178}{e^{0,4 \cdot 3,185}}$$

$$F_2 = 2\,176,198 \text{ N}$$

kde:

- síla v horní větvi
- součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
- úhel opásání poháněcího bubnu

$$F_1 = 7\,780,178 \text{ N} \dots \text{dle rovnice (48)}$$

$$\mu = 0,4 \dots \text{voleno pro pryžové obložení bubnu dle literatury [5] str. 13, tab. 4}$$

$$\varphi = 182,5^\circ = 3,185 \text{ rad} \dots \text{dle konstrukce dopravníku}$$

5.19.7 CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 \quad (50)$$

$$F_C = 7\,780,178 + 2\,176,198$$

$$F_C = 9\,956,376 \text{ N}$$

kde:

- síla v horní větvi
- síla v dolní větvi

$$F_1 = 7\,780,178 \text{ N} \dots \text{dle rovnice (48)}$$

$$F_2 = 2\,176,198 \text{ N} \dots \text{dle rovnice (49)}$$



6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OSY HNANÉHO BUBNU

6.1.1 OBJEM HNANÉHO BUBNU

$$V_B = V_P + (2 \cdot V_b) \quad (51)$$

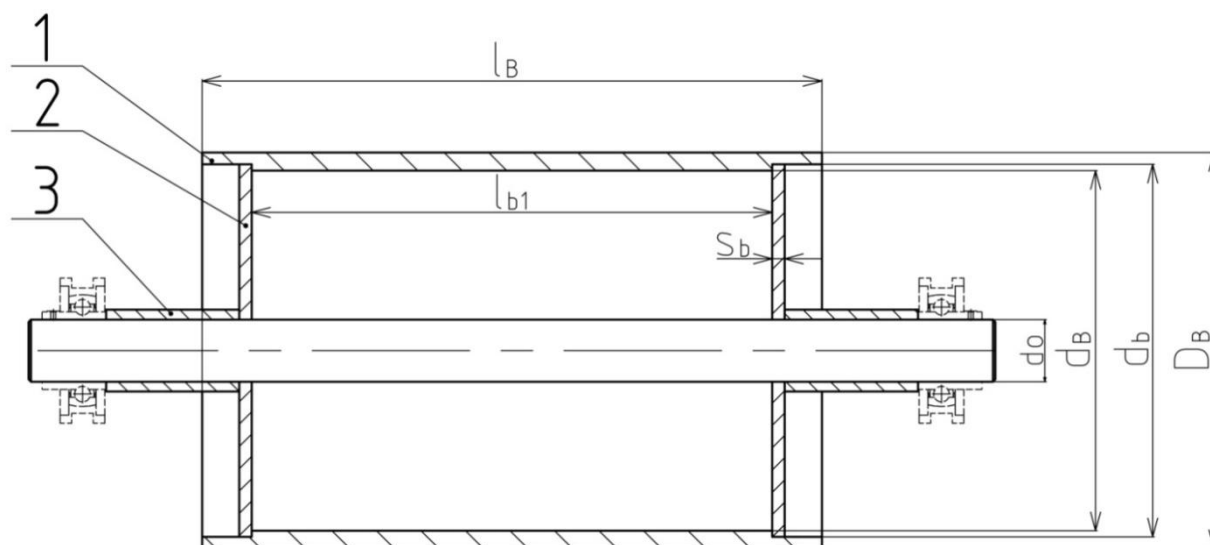
$$V_B = 0,0018 + (2 \cdot 0,0008)$$

$$V_B = 0,00334 \text{ m}^3$$

kde:

- objem pláště bubnu $V_P = 0,0018 \text{ m}^3 \dots$ dle rovnice (52)
- objem bočnice bubnu $V_b = 0,0008 \text{ m}^3 \dots$ dle rovnice (53)

SCHÉMA HNANÉHO BUBNU



- 1- plášť bubnu
- 2- bočnice bubnu
- 3- distanční kroužek

Obr. 6.1 Schéma hnaného bubnu

OBJEM PLÁŠTĚ BUBNU

$$V_P = \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D_B^2 - d_b^2) \cdot l_B \right] + \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_b^2 - d_B^2) \cdot l_{b1} \right] \quad (52)$$

$$V_P = \left[\frac{\pi}{4} \cdot (0,319^2 - 0,315^2) \cdot 0,5 \right] + \left[\frac{\pi}{4} \cdot (0,315^2 - 0,311^2) \cdot 0,420 \right]$$

$$V_P = 0,0018 \text{ m}^3$$



vztah (53) dle lit. [3] str. 40, kde:

- největší průměr pláště $D_B = 0,319 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)
- střední průměr pláště $d_b = 0,315 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)
- nejmenší průměr pláště $d_B = 0,311 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)
- šířka pláště $l_B = 0,5 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)
- šířka pláště s osazením $l_{b1} = 0,420 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)

OBJEM BOČNICE BUBNU

$$V_b = \frac{\pi}{4} \cdot (D_B^2 - d_0^2) \cdot s_b \quad (53)$$

$$V_b = \frac{\pi}{4} \cdot (0,315^2 - 0,05^2) \cdot 0,01$$

$$V_b = 0,0008 \text{ m}^3$$

vztah (53) dle lit. [3] str. 40, kde:

- střední průměr pláště $d_b = 0,315 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)
- průměr osy hnaného bubnu pod ložisky $d_0 = 0,05 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)
- šířka bočnice $s_b = 0,01 \text{ m}$... dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)

6.1.2 HMOTNOST HANÉHO BUBNU

$$m_B = V_B \cdot \rho_o \quad (54)$$

$$m_B = 0,00334 \cdot 7\,850$$

$$m_B = 26,2 \text{ Kg}$$

kde:

- objem hnaného bubnu $V_B = 0,00334 \text{ m}^3$... dle rovnice (51)
- hustota materiálu pláště $\rho_o = 7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... pro ocel dle lit. [3], str. 60

6.1.3 TÍHOVÁ SÍLA BUBNU

$$G_B = m_B \cdot g \quad (55)$$

$$G_B = 26,2 \cdot 9,81$$

$$G_B = 257,303 \text{ N}$$



kde:

- hmotnost hnaného bubnu $m_B = 26,2 \text{ Kg} \dots$ dle rovnice (54)
- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

6.1.4 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OSU HNANÉHO BUBNU

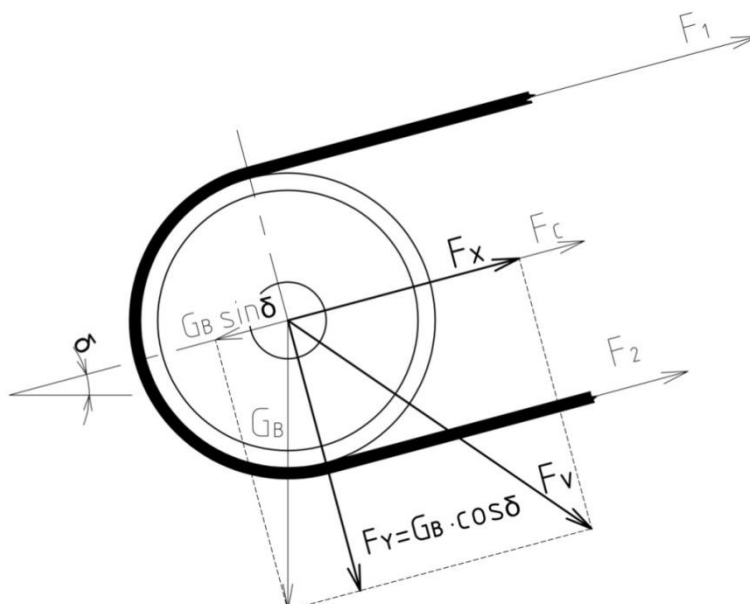
$$F_V = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (56)$$

$$F_V = \sqrt{9\,893,363^2 + 249,468^2}$$

$$F_V = 9\,896,507 \text{ N}$$

kde:

- síla působící ve směru osy x $F_x = 9\,893,363 \text{ N} \dots$ dle rovnice (57)
- síla působící ve směru osy y $F_y = 249,468 \text{ N} \dots$ dle rovnice (58)



Obr. 6.2 Schéma působení sil na hnaný buben

SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY X

$$F_x = F_c - (G_B \cdot \sin \delta) \quad (57)$$

$$F_x = 9\,904,259 - (257,303 \cdot \sin 14,18^\circ)$$

$$F_x = 9\,893,363 \text{ N}$$

kde:

- tíhová síla namáhající buben $F_c = 9\,956,376 \text{ N} \dots$ dle rovnice (50)
- tíhová síla bubnu $G_B = 257,303 \text{ N} \dots$ dle rovnice (55)
- sklon dopravníku $\delta = 14,18^\circ \dots$ dle rovnice (1)



SÍLA PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY Y

$$F_y = G_B \cdot \cos \delta \quad (58)$$

$$F_y = 257,303 \cdot \cos 14,18^\circ$$

$$F_y = 249,468 \text{ N}$$

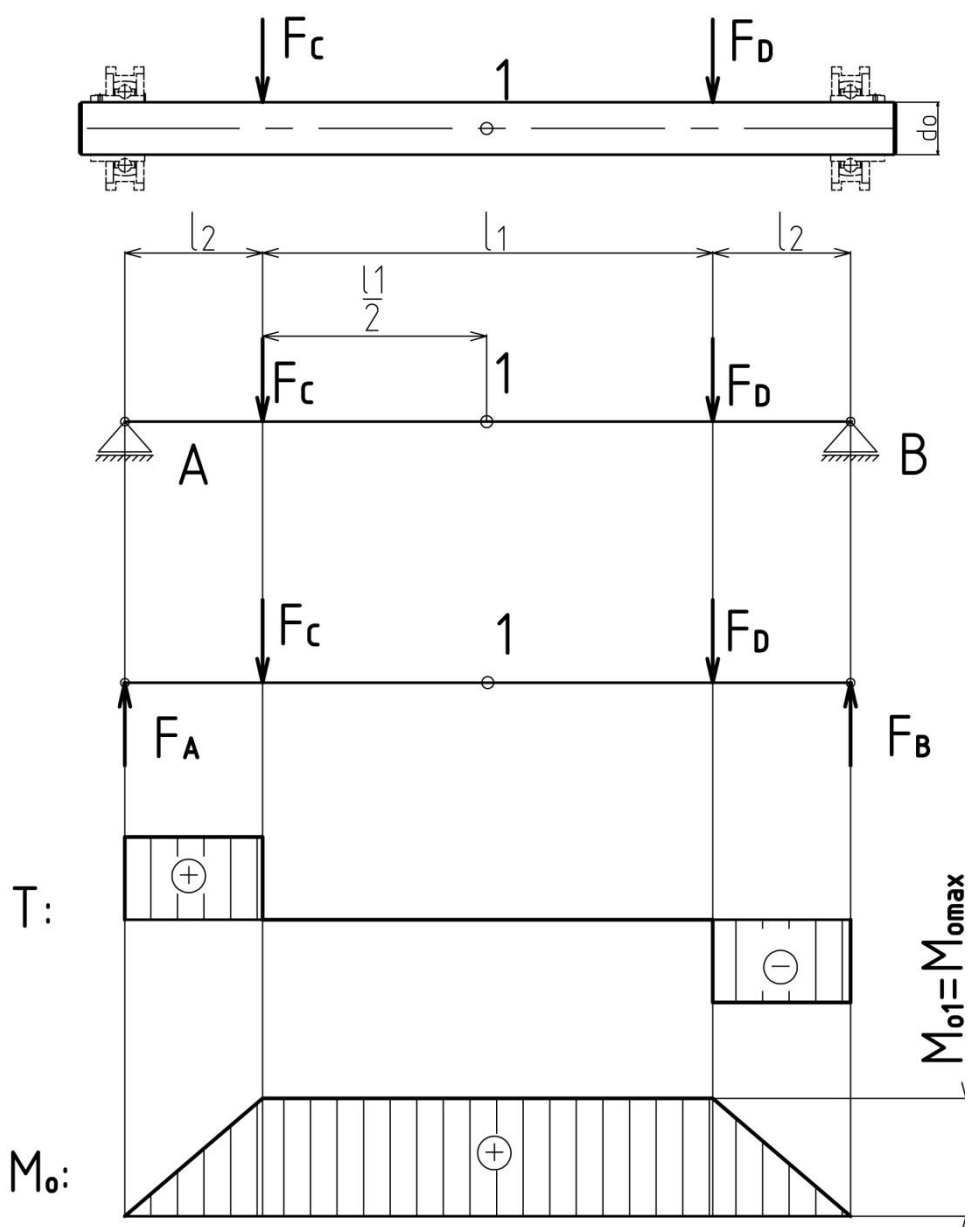
kde:

- tíhová síla bubnu
- sklon dopravníku

$$G_B = 257,303 \text{ N} \dots \text{dle rovnice (55)}$$

$$\delta = 14,18^\circ \dots \text{dle rovnice (1)}$$

6.1.5 PRŮBĚH VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ



Obr. 6.3 Průběh VVU



6.1.6 VOLBA MATERIÁLU HŘÍDELE

Osa bubnu je namáhaná střídavým ohybem a bude vyrobena z materiálu 11 373. Dovolené napětí pro střídavý ohyb v literatuře [3] str. 55 je 50 MPa až 75 MPa, volím $\sigma_{O_{dov}} = 65 \text{ MPa}$

6.1.7 VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ NA OSU HNANÉHO BUBNU

$$T: \Sigma T = 0$$

$$F_A + F_B - F_C - F_D = 0 \Rightarrow F_A \quad (59)$$

$$F_A = +F_C + F_D - F_B$$

$$F_A = 4\,948,254 + 4\,948,254 - 4\,948,254$$

$$F_A = 4\,948,254 \text{ N}$$

kde:

- síla působ. v podpoře B $F_B = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (60)
- reakční síla působ. na osu bubnu $F_C = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (61)
- reakční síla působ. na osu bubnu $F_D = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (61)

$$M_0: \Sigma M_{0A} = 0$$

$$F_B \cdot (l_1 + l_2 + l_2) - F_C \cdot (l_2) - F_D \cdot (l_1 + l_2) = 0 \Rightarrow F_B \quad (60)$$

$$F_B = \frac{F_C \cdot (l_2) + F_D \cdot (l_1 + l_2)}{(l_1 + l_2 + l_2)}$$

$$F_B = \frac{4\,948,254 \cdot (131,5) + 4\,948,254 \cdot (430 + 131,5)}{(430 + 131,5 + 131,5)}$$

$$F_B = 4\,948,254 \text{ N}$$

kde:

- reakční síla působ. na osu bub. $F_C = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (61)
- reakční síla působ. na osu bub. $F_D = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (61)
- vzdálenost mezi silami F_C a F_D $l_1 = 430 \text{ mm} \dots$ dle konstrukce osy (obr. 6.3)
- vzdálenost od síly F_C k podpoře $l_2 = 131,5 \text{ mm} \dots$ dle konstrukce osy (viz obr. 6.3)

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OSU HNANÉHO BUBNU:

$$F_C = F_D = \frac{F_V}{2} = \frac{9\,896,507}{2} = 4\,948,254 \text{ N} \quad (61)$$

kde:

- výsledná síla působící na osu hnaného bubnu $F_V = 9\,896,507 \text{ N} \dots$ dle rovnice (56)



6.1.8 VÝPOČET NEJMENŠÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE

Z průběhu výsledných vnitřních účinků vyplývá, že osa bubnu se musí zkontrolovat v místě největšího působení ohybového momentu (místo 1, viz obr. 6.3)

NEJVĚTŠÍ OHYBOVÝ MOMENT V MÍSTĚ 1

$$M_{O1} = F_A \cdot l_2 \quad (62)$$

$$M_{O1} = 4\,948,254 \cdot 131,5$$

$$M_{O1} = 650\,695,4 \text{ Nmm}$$

kde:

- síla působící v podpoře A $F_A = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (59)
- vzdálenost od síly F_C k podpoře $l_2 = 131,5 \text{ mm} \dots$ dle konstrukce osy (viz obr. 6.3)

VÝPOČET NEJMENŠÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE V MÍSTĚ 1

$$\sigma_{Odo} \geq \sigma_{O1} \quad (63)$$

$$\sigma_{Odo} \geq \frac{M_{O1}}{W_{O1}}$$

$$\sigma_{Odo} \geq \frac{M_{O1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \Rightarrow d_1$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O1}}{\sigma_{Odo} \cdot \pi}}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 650\,695,4}{65 \cdot \pi}}$$

$$d_1 \geq 46,7 \text{ mm} \dots \text{zvyšují na } d_0 = 50 \text{ mm}$$

vztah (63) dle lit. [3] str. 35, kde:

- modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez $W_{O1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} [\text{m}^3] \dots$ vztah dle lit. [3] str. 40
- dovolené napětí pro střídavý ohyb $\sigma_{Odo} = 65 \text{ MPa} \dots$ voleno v kap. 6.1.6
- největší ohybový moment v místě 1 $M_{O1} = 650\,695,4 \text{ Nmm} \dots$ dle rovnice (62)



6.2 VÝPOČET TLAČNÉ PRUŽINY NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

6.2.1 POTŘEBNÁ ZÁTĚŽNÁ SÍLA PRUŽINY

$$F_p = \frac{F_C}{2} \quad (64)$$

$$F_p = \frac{9\,956,376}{2}$$

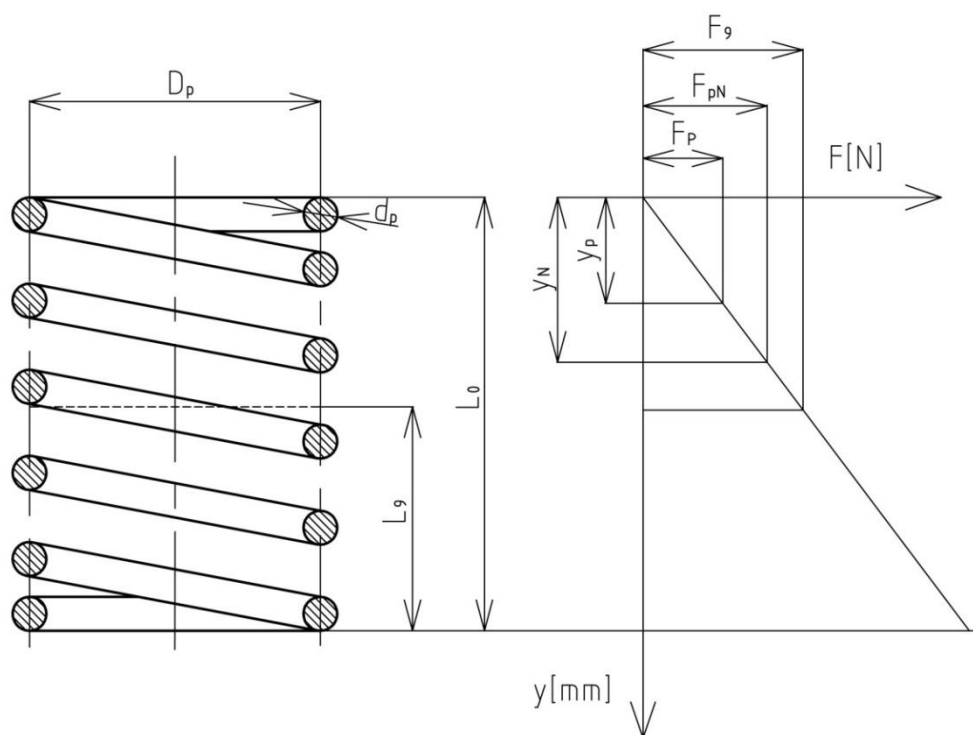
$$F_p = 4\,978,188 \text{ N}$$

kde:

- celková síla namáhající buben $F_C = 9\,956,376 \text{ N}$... dle rovnice (50)

6.2.2 VOLBA PRUŽINY

Pro napínání vratného bubnu jsem zvolil tlačnou pružinu z pružinové ocele od firmy Hennlich. Údaje o zvolené tlačné pružině jsou na obr. 5.4 a v tab. 5.4.



Obr. 6.4 Pracovní diagram tlačné pružiny

Tab. 6.1 Údaje o zvolené tlačné pružině [14]

Rozměry [mm]			Tuhost pružiny k_p [Nmm ⁻¹]	Síla při plně zatížené pružině F_{pN} [N]	Počet činných závitů N [-]	Celkový počet závitů N_t [-]
Průměr drátu d_p	Střední průměr pružiny D_p	Délka pružiny ve stavu volném L_0				
9	39,7	252	67,28	5672,2	15	16



6.2.3 POTŘEBNÉ STLAČENÍ PRUŽINY K VYVOZENÍ POŽADOVANÉ NAPÍNACÍ SÍLY

$$y_p = \frac{F_p}{k_p} \quad (65)$$

$$y_p = \frac{4\,978,188}{67,28}$$

$$y_p = 74 \text{ mm}$$

Vztah (66) dle lit. [3] str. 614, kde:

- potřebná zátěžná síla pružiny $F_p = 4\,978,188 \text{ N} \dots$ dle rovnice (64)
- tuhost pružiny $k_p = 67,28 \text{ Nmm}^{-1} \dots$ dle kap. 6.2.2, tab. 6.1

6.2.4 STLAČENÍ PRUŽINY VE STAVU PLNĚ ZATÍŽENÉM

$$y_N = \frac{F_{pN}}{k_p} \quad (66)$$

$$y_N = \frac{5\,672,2}{67,28}$$

$$y_N = 84,3 \text{ mm}$$

Vztah (66) dle lit. [3] str. 614, kde:

- síla při plně zatížené pružině $F_{pN} = 5\,672,2 \text{ N} \dots$ dle kap. 6.2.2, tab. 6.1
- tuhost pružiny $k_p = 67,28 \text{ Nmm}^{-1} \dots$ dle kap. 6.2.2, tab. 6.1

6.2.5 MEZNÍ DÉLKA PRUŽINY PŘI DOSEDU ZÁVITŮ

$$L_9 = d_p \cdot n_t \quad (67)$$

$$L_9 = 9 \cdot 16$$

$$L_9 = 144 \text{ mm}$$

kde:

- průměr drátu pružiny $d_p = 9 \text{ mm} \dots$ dle kap. 6.2.2, tab. 6.1
- celkový počet závitů $n_t = 16 \dots$ dle kap. 6.2.2, tab. 6.1

6.3 KONTROLA MATICE NAPÍNACÍHO ŠROUBU NA OTLAČENÍ

6.3.1 ZVOLENÍ NAPÍNACÍHO ŠROUBU A MATICE

Pro napínání hnaného bubnu je zvolen šroub M16 z materiálu 11 500 a matice M16x1,5 ČSN EN ISO 4032 z oceli pevnostní třídy 5.6. Dle literatury [3] str. 398 je dovolený tlak v závitech pro ocel pevnostní třídy 5.6 $p_D = 70 \text{ MPa}$



6.3.2 TLAK V ZÁVITECH

$$p_z = \frac{4 \cdot F_N}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d_s^2 - D_1^2)} \quad (68)$$

$$p_z = \frac{4 \cdot 5\,672,2}{\frac{16,4}{1,5} \cdot \pi \cdot (16^2 - 14,376^2)}$$

$$p_z = 13,4 \text{ MPa}$$

Vztah (68) dle lit. [3] str. 396, kde:

- | | |
|----------------------------------|---|
| - síla při plně zatížené pružině | $F_N = 5\,672,2 \text{ N} \dots$ dle kap. 6.2.2, tab. 6.1 |
| - výška matice | $m = 16,4 \text{ mm} \dots$ dle lit. [3] str. 426 |
| - rozteč závitů | $P = 1,5 \text{ mm} \dots$ dle lit. [3] str. 426 |
| - malý průměr závitu matice | $D_1 = 14,376 \text{ mm} \dots$ dle lit. [3] str. 358 |
| - průměr závitu | $d_s = 16 \text{ mm} \dots$ dle lit. [3] str. 358 |

6.3.3 KONTROLA MATICE A ŠROUBU

Musí být splněna podmínka:

$$p_D \geq p_z \quad (69)$$

$70 \text{ MPa} \geq 13,4 \text{ MPa} \dots$ kontrola šroubu a matice na otláčení vyhovuje

6.4 KONTROLA ŽIVOTNOSTI LOŽISEK HNANÉHO BUBNU

6.4.1 RADIÁLNÍ SÍLA ZATĚŽUJÍCÍ LOŽISKO

$$F_{rl} = \frac{F_V}{2} \quad (70)$$

$$F_{rl} = \frac{9\,896,507}{2}$$

$$F_{rl} = 4\,948,254 \text{ N}$$

kde:

- | | |
|---|---|
| - výsledná síla působící na osu hnaného bubnu | $F_V = 9\,896,507 \text{ N} \dots$ vypočteno dle rovnice (56) |
|---|---|



6.4.2 RADIÁLNÍ DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P_r = X \cdot F_{rl} + Y \cdot F_{al} \quad (71)$$

$$P_r = X \cdot 4\,948,254 + 0 \cdot 0$$

$$P_r = 4\,948,254 \text{ N}$$

Vztah (71) dle lit. [3] str. 506, kde:

- radiální síla zatěžující ložisko $F_{rl} = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (70)
- axiální síla zatěžující ložisko $F_{al} = 0 \text{ N}$
- koeficient $X = 1 \dots$ dle rovnice (73)
- koeficient $Y = 0 \dots$ dle rovnice (73)

URČENÍ POMOCNÉHO KOEFICIENTU e

$$\frac{f_0 \cdot F_{al}}{C_0} = \frac{14 \cdot 0}{23\,200} = 0 \Rightarrow \text{dle lit. [3] str. 507, tab. 3 je } e = 0,19 \quad (72)$$

Vztah (72) dle lit. [3] str. 507, tab. 3, kde:

- axiální síla zatěžující ložisko $F_{al} = 0 \text{ N}$
- výpočtový součinitel $f_0 = 14 \dots$ voleno v kap. 4.4.2, tab. 4.13
- základní statická únosnost $C_0 = 23\,200 \text{ N} \dots$ voleno v kap. 4.4.2, tab. 4.13

URČENÍ KOEFICIENTŮ X A Y

$$\frac{F_{al}}{F_{rl}} \leq e \quad (73)$$

$$\frac{0}{4\,948,254} \leq 0,19$$

$$0 \leq 0,19 \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

Vztah (73) dle lit. [3] str. 507, tab. 3, kde:

- axiální síla zatěžující ložisko $F_{al} = 0 \text{ N}$
- radiální síla zatěžující ložisko $F_{rl} = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle rovnice (70)
- koeficient $e = 0,19 \dots$ dle rovnice (72)



6.4.3 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA V PROVOZNÍCH HODINÁCH

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_b} \quad (74)$$

$$L_{10} = \left(\frac{35\,100}{4\,948,254}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95,8}$$

$$L_{10} = 62\,094 \text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko je dostatečně dimenzováno}$$

Vztah (74) dle lit. [3] str. 506, kde:

- základní dynamická únosnost $C = 35\,100 \text{ N} \dots$ voleno v kap. 4.4.2, tab. 4.13
- radiální dynamické ekvivalentní zatížení $P_r = 4\,948,254 \text{ N} \dots$ dle vzorce (71)
- otáčky osy hnaného bubnu $n_b = 95,8 \text{ min}^{-1} \dots$ dle rovnice (75)

OTÁČKY OSY HANÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{v}{\pi \cdot D_B} \quad (75)$$

$$n_b = \frac{1,6}{\pi \cdot 0,319}$$

$$n_b = 1,6 \text{ s}^{-1} = 95,8 \text{ min}^{-1}$$

kde:

- rychlost dopravního pásu $v = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \dots$ dle kap. 5.2
- největší průměr pláště $D_B = 0,319 \text{ m} \dots$ dle konstrukce bubnu (viz kap. 6.1.1, obr. 6.1)

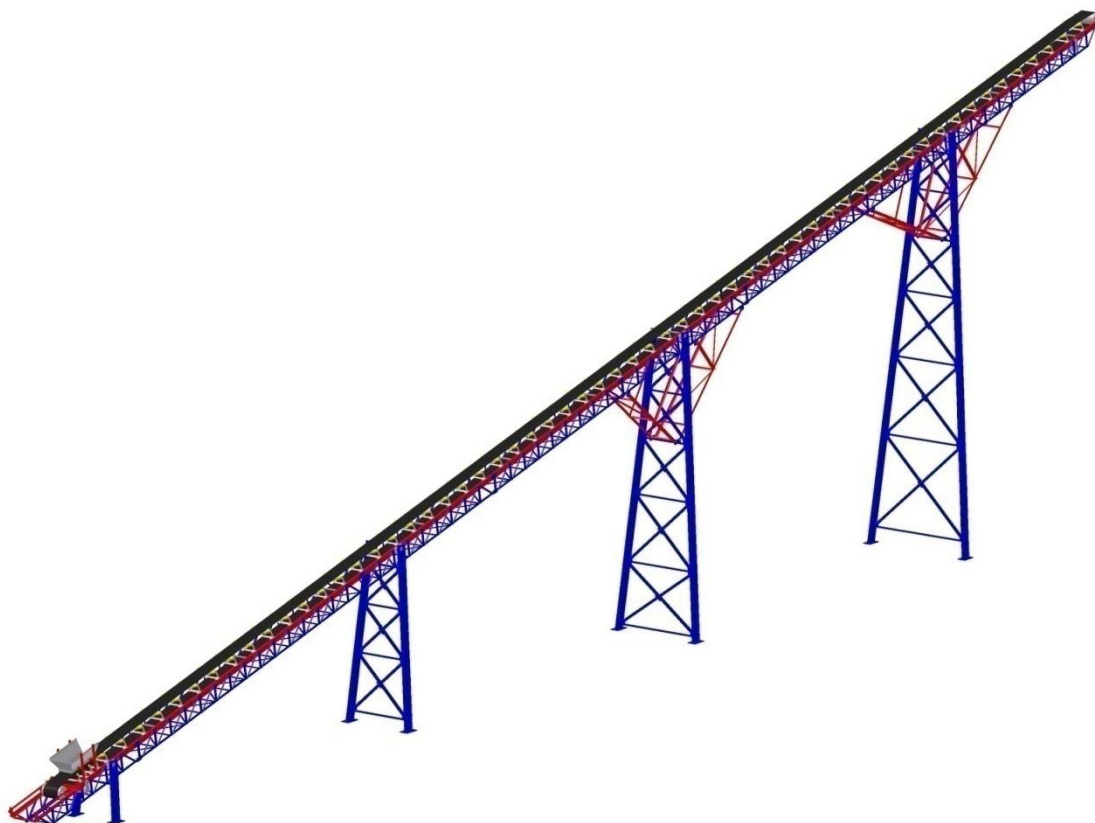


ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo navrhnout šikmý pásový dopravník pro dopravu recyklovaného kameniva. Funkční výpočet byl vypracován na základě zadaných parametrů, dopravního výkonu, osové vzdálenosti přesypů, výškového rozdílu a dopravovaného materiálu dle normy ČSN ISO 5048 [5]. Tímto výpočtem byly určeny základní rozměry pásového dopravníku a potřebný výkon motoru. Dále byla provedena pevnostní kontrola osy hnaného bubnu, kontrola matice a šroubu napínacího zařízení na otláčení, výpočet základní trvanlivosti ložisek v provozních hodinách a kontrola potřebného stlačení pružiny v napínacím zařízení.

Z konstrukčního hlediska byl dopravník navržen jako svařovaná sestava ze segmentů a rozebíratelných komponentů volených z katalogů firem. Ke zjednodušení poháněcí stanice byl zvolen elektrobuben od výrobce Rulmeca o výkonu 7,5 kW. Napínání pásu bylo vyřešeno pomocí pružin, jejichž předpětí se bude seřizovat pomocí šroubů.

K práci je dále přiložen sestavný výkres navrženého dopravníku a podsestava svarku rámu napínací stanice.



Obr. 5.5 Navržený pásový dopravník



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

KNIHY

- [1] GAJDŮŠEK, J. ; ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno : VUT v Brně, 1988. 277 s. ISBN 1524.
- [2] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1974. 454s. DT 621.86/87.
- [3] LEINVEBER, J. ; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Třetí doplněné vyd. Úvaly: Albra, 2006. 914s.ISBN 80-7361-37.
- [4] SVOBODA, P. ; BRANDEJS, J. ; PROKEŠ, F. *Základy konstruování*. 4. vyd. Brno: CERM, 2006. 199 s. ISBN 80-7204-458-3.
- [5] Norma ČSN ISO 5048: 1994. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s.
- [6] GUMEX. *Pryžové pásy pro průmyslové použití*[on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <<http://www.gumex.cz/ep400-3-pryzove-pasy-pro-prumyslove-pouziti-24770.html>>.
- [7] TRANSROLL-CZ. *Katalog A*[on-line]. Vydáno: 1/2012, [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <<http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-transroll-standard-hq-31a14.pdf#page=13>>.
- [8] TRANSROLL-CZ. *Katalog pražců*[on-line]. [cit.2012-01-20]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/download/TRANZA_IdlersEn.pdf>.
- [9] GTK. *Centrovací stolice lesu*[on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <<http://www.gktupesy.cz/stolice-pasovych-dopravniku/pdf/LESU.pdf>>.
- [10] GTK. *Válečky pásových dopravníků*[on-line].[cit.2012-04-17]. Dostupné z: <<http://www.gktupesy.cz/valecky-pasovych-dopravniku/valecky.php>>.
- [11] RULMECA. *Power & Speed range* [on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <http://www.rulmeca.com/download_cms/products/320power-range.pdf>.
- [12] RULMECA. *Dimensional drawings* [on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <http://www.rulmeca.com/download_cms/products/320drawings.pdf>.
- [13] SKF. *Y-bearing take-up units* [on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=en&imperial=false&windowName=null&perfid=213101&prodid=213101050>>.
- [14] HENNLICH INDUSTRIETECHNIK. *Pružiny* [on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <http://www.pksevis.com/data/web/upload/29_hennlich/katalog-pruziny-hennlich.pdf>
- [15] AB TECHNOLOGY. *Čelní stěrač CJ 1.1* [on-line]. [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <<http://www.abtech-cz.cz/sterace-dopravnich-pasu/celni-sterace/cj-1-1/>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Veličina
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a ₀	[m]	Rozteč válečků v horní větvi
a _u	[m]	Rozteč válečků v dolní větvi
a _{d0}	[m]	Rozteč dopadových válečků v horní větvi
B	[m]	Šířka dopravního pásu
B _c	[m]	Šířka čističe pásu
b	[m]	Ložná šířka pásu, využitelná šířka pásu
b ₁	[m]	Světlá šířka bočního vedení
C	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
C ₀	[N]	Základní statická únosnost ložiska
C _ε	[-]	Součinitel korýtkovosti
D _B	[m]	Průměr hnaného bubnu
D _p	[m]	Střední průměr pružiny
D ₁	[m]	Malý průměr matice
d	[m]	Tloušťka pásu
d _b	[m]	Nejmenší průměr pláště
d _b	[m]	Střední průměr bubnu
d ₀	[m]	Průměr osy vratného bubnu v ložiskách
d _p	[m]	Průměr drátu pružiny
d _s	[m]	Průměr napínacího šroubu
e	[-]	Základ přirozených logaritmů
F	[N]	Průměrný tah v pásu na bubnu
F ₁	[N]	Síla v horní větvi
F ₂	[N]	Síla v dolní větvi
F _{2min}	[N]	Minimální taková síla v pásu pro přenos obvodové síly
F _a	[N]	Síla působící v podpoře A na ose hnaného bubnu
F _{al}	[N]	Axiální síla zatěžující ložisko
F _b	[N]	Síla působící v podpoře B na ose hnaného bubnu
F _{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F _C	[N]	Celková síla namáhající buben



F_c	[N]	Reakční síla působící na osu bubnu
F_d	[N]	Reakční síla působící na osu bubnu
F_{Dp}	[N]	Dovolená tahová síla v pásu
F_f	[N]	Odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním ved. v oblasti urychlování
F_{gL}	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_{max}	[N]	Největší tahová síla v pásu
F_{mind}	[N]	Minimální tahová síla v dolní větvi
F_{minh}	[N]	Minimální tahová síla v horní větvi
F_N	[N]	Vedlejší odpory
F_0	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
F_p	[N]	Potřebná zátěžná síla pružiny
F_{pn}	[N]	Síla při plně zatížené pružině
F_r	[N]	Odpor čističe pásu
F_{rl}	[N]	Radiální síla zatěžující ložiska
F_{S1}	[N]	Přídavné hlavní odpory
F_{S2}	[N]	Přídavné vedlejší odpory
F_{St}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách hnaného bubnu
F_U	[N]	Obvodová síla na poháněcím bubnu
F_{Umax}	[N]	Maximální obvodová hnací síla
F_{Up}	[N]	Potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
F_V	[N]	Součet tahů v pásu a tíhových sil vratného bubnu
F_x	[N]	Složka síly působící ve směru x na buben
F_y	[N]	Složka síly působící ve směru y na buben
F_ε	[N]	Odpor vychýlených bočních válečků
f	[-]	Globální součinitel tření
f_0	[N]	Výpočtový součinitel ložiska
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
G_B	[N]	Tíhová síla bubnu
H	[m]	Dopravní výška
$(h/a)_{adm}$	[-]	Dovolený relativní průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi
I_m	[kg·h ⁻¹]	Hmotnostní dopravní výkon



I_V	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový dopravní výkon
k	$[-]$	Součinitel sklonu
k_1	$[-]$	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_p	$[-]$	Tuhost pružiny
L	$[m]$	Délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
L_0	$[m]$	Délka pružiny ve stavu nezatíženém
L_{10}	$[hod.]$	Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách
L_9	$[m]$	Mezní délka pružiny při dosedu závitů
l	$[m]$	Délka bočního vedení
l_1	$[m]$	Vzdálenost mezi silami F_C a F_D
l_2	$[m]$	Vzdálenost od síly F_C k podoře
l_B	$[m]$	Šířka pláště
l_b	$[m]$	Urychlovací délka
l_{b1}	$[m]$	Šířka pláště s osazením
m	$[m]$	Výška matice
m_B	$[kg]$	Hmotnost hnaného bubnu
n	$[-]$	Počet závitů pružiny
n_b	$[min^{-1}]$	Otáčky osy hnaného bubnu
n_t	$[-]$	Celkový počet závitů pružiny
P	$[mm]$	Rozteč závitů
P_1	$[ks]$	Počet válečkových stolic v nosné větvi
P_2	$[ks]$	Počet válečkových stolic v dolní větvi
P_A	$[W]$	Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
P_{d1}	$[ks]$	Počet dopadových stolic v nosné větvi
P_M	$[W]$	Potřebný provozní výkon poháněcího motoru
P_r	$[N]$	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení
p	$[Nm^{-2}]$	Tlak mezi čističem pásu a pásem
p_z	$[MPa]$	Tlak v závitě napínacího šroubu
q_1	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí válečků v horní větvi
q_2	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí válečků v dolní větvi
q_B	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost 1m dopravního pásu
q_{d1}	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí dopadového válečku
q_G	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky



q_{RO}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m v horní větvi
q_{RU}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	Hmotnost rotujících částí válečků na 1m v dolní větvi
Q	$[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$	Dopravní výkon
R_{mp}	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$	Pevnost pásu v tahu
S	$[\text{m}^2]$	Průřez náplně pásu
S_1	$[\text{m}^2]$	Plocha horní části náplně
S_2	$[\text{m}^2]$	Plocha dolní části náplně
S_K	$[\text{m}^2]$	Skutečná plocha průřezu náplně
S_T	$[\text{m}^2]$	Teoretický průřez náplně pásu
s_b	$[\text{m}]$	Šířka bočnic
t_c	$[\text{m}]$	Šířka čističe pásu
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost pásu
v_0	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu dopravníku
V_B	$[\text{m}^3]$	Objem hnaného bubnu
V_P	$[\text{m}^3]$	Objem pláště bubnu
V_b	$[\text{m}^3]$	Objem bočnice bubnu
y_p	$[\text{m}]$	Potřebné stlačení pružiny k vyvození požadované napínací síly
y_n	$[\text{m}]$	Stlačení pružiny při plném zatížení
α	$[\circ]$	Sypný úhel materiálu
β	$[\circ]$	Sklon bočních válečků
δ	$[\circ]$	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
ε	$[\circ]$	Úhel vych. osy válečku vzhled k rovině kolmé k podélné ose pásu
η_1	$[-]$	Účinnost motoru
θ	$[\circ]$	Dynamický sypný úhel (dopravované hmoty)
μ	$[-]$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_0	$[-]$	Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
μ_3	$[-]$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	$[-]$	Součinitel rozběhu
π	$[-]$	Ludolfovo číslo
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Sypná hmotnost dopravované hmoty
ρ_o	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota oceli



σ_{Odob}	[MPa]	Dovolené napětí pro střídavý ohyb
σ_{D}	[MPa]	Dovolený tlak v závitech pro ocel pevnostní třídy 5.6
φ	[rad]	Úhel opásání poháněcího bubnu
A	[m ²]	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu
a_0	[m]	Rozteč válečků v horní větvi
a_u	[m]	Rozteč válečků v dolní větvi
a_{d0}	[m]	Rozteč dopadových válečků v horní větvi



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Číslo výkresu	Název	Druh výkresu	List
0-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	výkres sestavy	1/4
4-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	2/4
4-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	3/4
4-3P/23-00	PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	seznam položek	4/4
1-3P/23-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	výkres podsestavy	1/4
4-3P/23-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	2/4
4-3P/23-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	3/4
4-3P/23-01	NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ	seznam položek	4/4